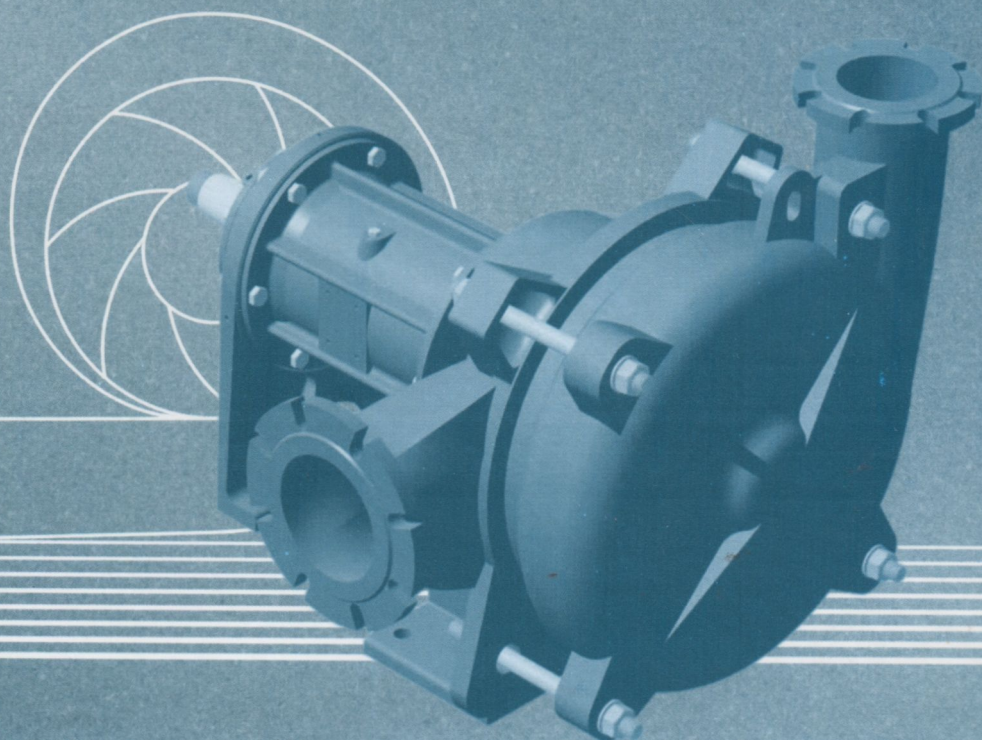


В.Р. КУЛІНЧЕНКО, О.П. ЛОМЕЙКО

ЛОПАТЕВІ І ГІДРОСТРУМИННІ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНІ НАСОСНІ УСТАНОВКИ

(Проектування, розрахунок і експлуатація)



УДК 621.694.3
ББК 31.56

*Гриф Міністерства освіти і науки України
Лист № 1/11-7656 від 11.08.10*

Автори:

В.Р. Кулінченко, доктор технічних наук, професор кафедри процесів і апаратів харчових виробництв та технології консервування Національного університету харчових технологій;

О.П. Ломейко, кандидат технічних наук, доцент кафедри технології переробки та зберігання продукції сільського господарства Таврійського державного агротехнологічного університету

Рецензенти:

О.М. Яхно, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки Національного технічного університету України "КПІ";

М.І. Стручась, кандидат технічних наук, доцент кафедри гідравліки та теплотехніки Таврійського державного агротехнологічного університету;

О.С. Тітлов, доктор технічних наук, доцент, завідувач кафедри теплохолодотехніки Одеської національної академії харчових технологій

Кулінченко В.Р., Ломейко О.П.

Лопатеві і гідроструминні багатофункціональні насосні установки (проекування, розрахунок і експлуатація): Навчальний посібник. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2011. – 260 с.

ISBN 978-966-197-081-5

У навчальному виданні наводяться інженерні методи розрахунку і конструювання струминних насосів і установок, їх узагальнюючі робочі і кавітаційні характеристики. Розглянуто схеми і конструктивні рішення для різних промислових установок з гідроструминними і лопатевими (відцентровими і вихровими) насосами: гідротранспортних, вакуумних, для перетворення робочих характеристик лопатевих насосів та ін.

Книга призначена для інженерно-технічних працівників, студентів навчальних закладів III і IV ступеня акредитації і аспірантів, які займаються проектуванням і експлуатацією гідравлічних, гідротранспортних, пневматичних установок і систем в різних галузях промисловості.

УДК 621.694.3
ББК 31.56

ISBN 978-966-197-081-5

© В.Р.Кулінченко, О.П. Ломейко, 2011

ПЕРЕДМОВА

За більш ніж стоп'ятидесятирічний період, який минув з часу створення струминних апаратів, досягнуто значного прогресу як в області удосконалення конструкцій апаратів, так і в розробці методів їх розрахунку. Конструктивне удосконалення апаратів дозволило за цей період їх коефіцієнт корисної дії (ККД) збільшити з 5...8% до 30...40%. Названі значення співрозмірні з ККД вихрових і деяких типів відцентрових насосів.

Особливу зацікавленість у зв'язку з необхідністю підвищення ефективності і інтенсифікації різних галузей господарської діяльності представляють універсальні автономні швидкопереналагоджувальні установки, в яких гідроструминні апарати використовуються разом з лопатевими насосами. Такі установки дозволяють суттєво розширити функціональні можливості серійного насосного обладнання. На основі сумісного застосування лопатевих і гідроструминних насосів можна збільшити у декілька разів напір чи подачу, допустиму вакуумметричну висоту всмоктування лопатевих насосів, перекачувати цими насосами гідросуміші і гази, створювати вакуум чи отримувати стисле повітря, здійснювати змішування рідких, твердих і газоподібних середовищ і різні інші операції.

З іншого боку, створення перелічених установок дозволяє досягти більших значень ККД у порівнянні з ККД окремо діючого струминного насоса. Підвищення ККД досягається за рахунок того, що більшу частину корисної роботи при перекачуванні рідини в комплексній установці здійснює лопатевий насос, а струминний апарат виконує тільки ті технологічні функції, які не може виконати лопатевий насос (здійснює самовсмоктування, гасить кавітацію, перекачує гази та ін.).

Дослідженню і розрахунку гідроструминних апаратів на теренах СНД присвячено ряд основоположних робіт. Матеріали цих досліджень були опубліковані понад 20 років тому. За останній час щорічно публікуються десятки статей і винаходів по струминним апаратам. Ці публікації не вичерпують розглядуваної у книзі проблеми, а тільки підкреслюють необхідність її подальшої розробки. Можна з певністю сказати, що в науково-технічній літературі питання проектування, розрахунку і експлуатації багатофункціональних установок з гідроструминними і лопатевими насосами не отримали належного висвітлення.

Виходячи з цього, основною задачею книжки є виклад інженерних методів розрахунку і конструювання названих установок. Приведені у книзі графіки показують характеристики і область оптимального застосування окремих установок, а також викликані полегшити їх розрахунок. Більшість описаних у книзі установок і методи їх розрахунку пройшли апробацію на практиці у різних галузях господарської діяльності країн СНД.

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- a – відношення густин, $a = (\rho_m - \rho_p) / \rho_p$;
 C – кавітаційний коефіцієнт швидкохідності насоса;
 c – питома теплоємність;
 $D_1, D_2, D_{\text{екв}}$ – відповідно діаметр входу, діаметр виходу і еквівалентний діаметр робочого колеса відцентрового насоса;
 d_o, d_c – діаметр вихідного перерізу сопла і діаметр камери змішування (горловини) гідро струминного апарата;
 d – основний геометричний параметр гідро струминного апарата з центральним соплом, $d = d_c / d_c$;
 $d_{\text{тр}}$ – діаметр трубопроводу;
 $d_{\text{зл}}$ – діаметр зливного трубопроводу водоповітряного ежектора;
 d_i – середня крупність твердих частинок із i -го інтервалу;
 E_G, H – ваговий напір;
 E_m – масовий напір;
 E_y – об'ємний напір (тиск);
 G_n – середні масові витрати повітря, що відсмоктується водоповітряним ежектором;
 g – прискорення вільного падіння;
 H_a – напір, який відповідає атмосферному тиску;
 $H_{\text{вак}}$ – вакуумметрична висота всмоктування;
 $H_{\text{вс}}$ – геометрична висота всмоктування;
 $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ – допустима вакуумметрична висота всмоктування;
 $H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ – допустима геометрична висота всмоктування;
 $H_{\text{наз}}$ – манометричний напір (висота нагнітання) насоса;
 $H_{\text{н.п}}$ – напір, який відповідає тиску насиченої пари рідини;
 $H_{\text{кор}}$ – корисний напір гідроструминного насоса;
 H_p – робочий напір гідроструминного насоса;
 $H_{\text{см}}$ – напір виражений в метрах стовпа гідросуміші;
 $H_{\text{с.п}}$ – номінальна висота самовсмоктування насоса;
 H_m – теоретичний напір відцентрового насоса;
 \tilde{h} – безрозмірний напір гідро струминного апарата;
 h_z, h_o, h_y, h_y – відповідно гідравлічні опори горловини (камери змішування), дифузора, кільцевого і центрального сопел гідро струминного апарата;
 $i_{z.c}, i_p$ – відповідно питомі гідравлічні опори під час руху в трубах гідросуміші і рідини;
 \tilde{K} – безрозмірний геометричний параметр гідроструминного апарата, що дорівнює відношенню площ кільцевого сопла і центрального сопла, $\tilde{K} = (d_c^2 - d_c^2) / d_c^2$;

- k_n — поправочний коефіцієнт до об'ємного коефіцієнта підсмоктування водоповітряного ежектора, який враховує тиск насиченої пари рідини, $k_n = 1 - (p_{n,n}/p_H)$;
- k_m — поправочний коефіцієнт до об'ємного коефіцієнта підсмоктування водоповітряного ежектора, який враховує різницю температур робочої води T_p і відсмоктувального повітря T_n , $k_m = T_n/T_p$;
- k_H, k_Q, k_η — відповідно емпіричні поправочні коефіцієнти для напору, витрат і ККД при перерахунку характеристик відцентрових насосів у випадку їх роботи на в'язких рідинах;
- k_c, k_{zod} — відповідно секундний і годинний коефіцієнти нерівномірності споживання рідини в гідросистемі;
- k_p — константа розчинності газів;
- L — характерний геометричний розмір;
- L_v — загальний рівень вібрації;
- $L_{ш}$ — загальний рівень звукового тиску (шуму);
- ℓ_z — довжина камери змішування (горловини) гідро-струминного апарата;
- ℓ_{cm} — довжина вільного струменя;
- m — геометричний параметр гідроструминного апарата, $m = d^2 = d_z^2/d_c^2$;
- m_i — масовий процентний вміст твердих речовин в гідросуміші з i -го інтервалу за крупністю d_i ;
- m_p — коефіцієнт режиму споживання рідини з гідросистеми;
- N — потужність;
- N_z — гідравлічна потужність насоса;
- $N_{вх}, N_{п.зм}, N_c, N_{мп}, N_d$ — втрати потужності в елементах гідроструминного насоса відповідно: на вході потоку в камеру змішування, при змішуванні робочого і пасивного потоків, в робочому соплі, на тертя в камері змішування, в дифузорі;
- N_{cn} — потужність, яка споживається на роботу гідро-струминного насоса, $N_{cn} = N_{кор} + N_{втр}$;
- $N_{кор}$ — потужність, яка корисно використовується під час роботи гідроструминного насоса;
- $N_{втр}$ — загальні втрати потужності під час роботи гідро-струминного насоса, $N_{втр} = N_{вх} + N_{п.зм} + N_c + N_{мп} + N_d$;
- $N_{см}$ — потужність, яка споживається відцентровим насосом під час перекачування гідросуміші з густиною $\rho_{см}$;
- $n_{вх}, n_{п.зм}, n_c, n_{мп}, n_d$ — відношення втрат потужності $N_{вх}, N_{п.зм}, N_c, N_{мп}, N_d$ до споживаної потужності N_{cn} ;
- n — частота обертання робочого колеса насоса;

- $n_{\text{нит}}$ — питома частота обертання робочого колеса насоса;
- n_s — коефіцієнт швидкохідності насоса;
- n_{max} — максимальна частота обертання робочого колеса насоса;
- n_n — частота ввімкнення насоса в одиницю часу;
- n_T — число ввімкнень насоса за проміжок часу ΔT ;
- $n_{\text{доб}}$ — число ввімкнень насоса за добу;
- p — тиск;
- \tilde{p} — безрозмірний тиск;
- p_a — атмосферний тиск;
- $p_{\text{пов}}$ — парціальний тиск повітря в пароповітряній суміші;
- p_k — тиск, який відповідає виникненню в рідині кавітації;
- p_n — тиск низьконапірного (пасивного) середовища в гідро-струминному апараті;
- $p_{\text{н.п}}$ — тиск насиченої пари рідини;
- p_c — тиск суміші середовищ на виході із гідроструминного апарата (тиск стиснення);
- p_p — тиск робочої (активної) рідини на вході в гідро-струминний апарат;
- Q — подача рідини;
- Q_v — об'ємна подача рідини;
- Q_m — масова подача рідини;
- Q_G — вагова подача рідини;
- $Q_{\text{пов.н}}$ — об'ємна подача повітря самовсмоктувальним насосом при номінальній висоті самовсмокування;
- $Q_{\text{нас}}$ — подача відцентрового насоса;
- $Q_{\text{кор}}$ — корисна подача установки;
- Q_n — об'ємні витрати (подача) перекачуваного гідроструминним апаратом середовища;
- Q_p — об'ємні витрати (подача) робочого середовища через сопло гідро струминного апарата;
- Q_c — сумарні об'ємні витрати (подача) перекачуваного і робочого середовища на виході з гідро струминного апарата;
- $Q_{\text{пов}}$ — об'ємні витрати відсмоктуваного ежектором повітряного середовища;
- Q_k — витрати рідини, яка проходить через робоче колесо відцентрового насоса;
- \tilde{q} — безрозмірні корисні витрати гідроструминного апарата, $\tilde{q} = u = Q_n / Q_p$;
- q — середня за цикл подача насоса гідропневматичної установки;
- q_k — витікання рідини у відцентровому насосі;

- R_{nos} — газова стала для повітря;
 Re — число Рейнольдса;
 r — коефіцієнт у формулі для ККД установок з гідро-струминним і відцентровим насосами;
 S — площа;
 S_p, S_c — відповідно площі поперечного перерізу горловини (камери змішування) і вихідного перерізу робочого сопла гідроструминного апарата;
 s — ефективність відновлювання тиску в дифузорі гідроструминного апарата;
 s_{m1} — відношення масових витрат твердого матеріалу, який знаходиться в гідросуміші, до масових витрат рідини;
 s_{m2} — відношення масових витрат твердого матеріалу, який знаходиться в гідросуміші, до масових витрат гідросуміші;
 s_{v1} — відношення об'єму твердого матеріалу, який міститься в гідросуміші, до об'єму рідини;
 s_{v2} — відношення об'єму твердого матеріалу, який міститься в гідросуміші, до об'єму гідросуміші;
 T_p, T_n — відповідно абсолютні температури робочої рідини і сухого повітря на всмоктуванні водоповітряного ежектора;
 t — тривалість робочого циклу при повторно-короткочасному режимі роботи;
 $t_{c.0}$ — допустима тривалість самовсмоктування насоса;
 $t_{c.min}$ — мінімальний час самовсмоктування насоса;
 u — об'ємний коефіцієнт підсмоктування гідроструминного насоса, $u = Q_n/Q_p$;
 u_o — об'ємний коефіцієнт підсмоктування водоповітряного ежектора, $u_o = Q_n/Q_p$;
 u_p — об'ємний коефіцієнт підсмоктування гідроструминного насоса за рідкою фазою;
 u_m — об'ємний коефіцієнт підсмоктування гідроструминного насоса за твердою фазою;
 u_k — об'ємний коефіцієнт підсмоктування гідроструминного насоса, при якому виникає кавітація;
 $u_k^{z.m}$ — об'ємний коефіцієнт підсмоктування гідроструминного насоса, який перекачує гідросуміш, при якому виникає кавітація;
 V — об'єм;
 V_p, V_m — відповідно об'єм рідини і об'єм твердого матеріалу у гідросуміші, яка перекачується насосом;
 v — швидкість рідини;

- $v_{кр}$ – критична швидкість руху гідросуміші в трубах;
 v_n, v_p, v_c – середня швидкість потоку, який відсмоктується, відповідно на вході до камери змішування, на виході з робочого сопла і на виході з дифузора гідроструминного насоса;
 W – повна питома механічна енергія рідини;
 z_1, z_2 – відстань від розглядуваного перерізу (1 чи 2) за лінією дії прискорення вільного падіння до порівняльної площини;
 α_k – коректив кінетичної енергії (коефіцієнт Коріоліса);
 α_p – відношення об'ємних коефіцієнтів підсмоктування гідроструминного насоса за рідкою і твердою фазами, $\alpha_p = u_p / u_m$;
 α_m – масовий коефіцієнт підсмоктування гідроструминного апарата, $\alpha_m = \rho_n Q_n / (\rho_p Q_p)$;
 α_v – відношення середніх швидкостей пасивного і активного потоків рідини на вході до камери змішування гідроструминного апарата;
 β – безрозмірний напір гідроструминного насоса;
 $\beta_{к.р}$ – коректив кількості руху (коефіцієнт Бусінеска);
 δ – товщина стінок труби (сопла);
 Δe – надкавітаційний напір (кавітаційний запас);
 $\Delta e_v, \Delta e_m, \Delta h$ – відповідно об'ємний, масовий і ваговий надкавітаційний напір (кавітаційний запас);
 Δt – проміжок часу;
 $\Delta \tau$ – прирощення температури;
 ζ – коефіцієнт місцевого гідравлічного опору;
 η – коефіцієнт корисної дії (ККД);
 θ – гідравлічна крупність частинок твердої фази гідросуміші;
 κ – число кавітації;
 μ – коефіцієнт витрат сопла;
 ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини;
 ρ – густина;
 $\sigma_{кр}$ – критичний безрозмірний перепад напору на вході пасивного потоку до камери змішування гідроструминного насоса, при якому виникає кавітація;
 τ – температура;
 φ – коефіцієнт швидкості;
 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – відповідно коефіцієнти швидкості робочого сопла, камери змішування, дифузора і входу до камери змішування гідроструминного апарата;
 ω_n – номінальна кутова швидкість обертання колеса насоса.

ВСТУП

Насос – це гідравлічна машина, яка перетворює підведену до неї енергію в механічну енергію крапельної рідини. Згідно ГОСТ 17398–72 і ДСТУ 3063–95 насоси поділяються на динамічні і об'ємні. В основу такої класифікації покладений механізм передачі зовнішньої енергії до перекачуваної рідини. У *динамічних* насосах енергія передається за рахунок дії масових (інерційних) сил чи сил рідинного тертя, а в *об'ємних* насосах – за рахунок сил тиску на поверхню рідини, тобто витіснення рідини з певного об'єму.

До динамічних насосів відносяться широко розповсюдженні в різних галузях техніки насоси як лопатеві (відцентрові і осьові), в яких на рідину діють переважно інерційні сили, а також вихрові і гідроструминні насоси, де енергія передається рідині в основному за рахунок рідинного тертя. У багатьох випадках до класу лопатевих насосів, окрім відцентрових і осьових відносять і вихрові насоси. Такий підхід має чітке обґрунтування. У всіх насосів цього типу напір створюється за рахунок обертання лопатевого робочого колеса. Крім цього, відцентрові, осьові і вихрові насоси мають ідентичні робочі і кавітаційні характеристики. Виходячи з цього нами у всіх випадках, коли розглядаються положення стосовно всіх названих типів насосів, відцентрові, осьові і вихрові насоси об'єднуються під спільною назвою *лопатеві*. Якщо розглядувані положення стосуються окремо тільки відцентрового, осьового чи вихрового насоса, то це відмічається в тексті.

Відцентрові насоси застосовуються практично в усіх галузях господарської діяльності. Осьові насоси мають переваги при перекачуванні великих об'ємів рідини при відносно невеликих напорах. Вихрові насоси використовуються у тих випадках, де необхідно забезпечити малі подачі при порівнянно високих напорах, а також коли необхідно забезпечити самовсмоктування чи перекачування рідин з розчиненими у них газами.

Область застосування насосів об'ємного типу обмежується в основному високими тисками і малими подачами.

До числа переваг найбільш часто вживаних лопатевих насосів відноситься наступне: можливість безпосереднього з'єднання з швидкохідними двигунами обертання (електродвигуни, парові чи газові турбіни); високий ККД, який сягає 0,90 і більше для крупних насосів; відносно малі габаритні розміри і маса; можливість забезпечення практично рівномірного (без пульсацій) потоку; простота обслуговування та ін.

Лопатеві насоси мають і певні недоліки: відсутність для більшості насосів можливості здійснення самовсмоктування рідини при розміщенні їх вище рівня рідини в живильному резервуарі; обмеженість з причини виникнення кавітації вакуумметричної висоти всмоктування, особливо при перекачуванні нагрітих і легкокиплячих рідин; неможливість перекачувати газорідні суміші і суттєві обмеження при перекачці гідросуміші з вмістом твердих домішок; суттєве зменшення ККД при малих подачах і великих напорах, а також при перекачуванні в'язких рідин; неможливість під час

регулювання збільшити напір вище значення, яке має місце при нульовій подачі.

Значне розповсюдження в різних галузях техніки отримали *гідроструминні* насоси (поряд з цим терміном часто використовуються терміни “гідроструминний (струминний) апарат”, “гідроелеватор”, “гідроежектор”, “гідроінжектор” та ін.). Гідроструминними насосами називають пристрої, призначені для здійснення процесу сумісного переміщення струменя робочої (активної) рідини з потоком відсмоктуванного (пасивного) середовища з наступним їх сумісним транспортуванням. Пасивне середовище може бути рідиною, газом чи гідросумішшю з вмістом крім рідини твердих чи газоподібних дисперсних домішок. Таким чином, зовнішня енергія до гідроструминних насосів підводиться робочою (активною) рідиною.

Для забезпечування змішування активного і пасивного середовищ і їх послідовного сумісного транспортування необхідно, щоб активна (робоча) рідина мала більш високий тиск p_p , ніж тиск p_n низьконапірного (пасивного) середовища. Суміш середовищ після апарату має тиск p_c , який є проміжним між p_p і p_n , тобто $p_n \leq p_c < p_p$.

Таблиця 1

Класифікація гідроструминних апаратів за призначенням

Тип апарату	Перекачуване середовище	Тиск	
		пасивний, p_n	після апарату, p_c
Гідроструминний насос	Рідина	Довільний	Довільний
Струминний насос для гідротранспортування (гідроелеватор)	Дисперсні тверді тіла і їх суміш з рідиною	Довільний	Довільний
Гідроструминний вентилятор	Газ (повітря)	Атмосферний	До 0,105 МПа
Гідроструминний ежектор	Газ (повітря)	Доатмосферний	Атмосферний
Гідроструминний компресор	Газ (повітря)	Довільний	Понад 0,105 МПа

Широке розповсюдження гідроструминних апаратів (табл.1) обумовлено наступними їх перевагами: високими самовсмоктувальними властивостями і можливостями перекачувати рідини, гази, газорідинні суміші, гідросуміші, які містять тверді домішки, агресивні середовища; відсутність рухомих деталей, простота устрою; малі габаритні розміри і маса, можливість розміщення у важкодоступних місцях; простотою регулювання подачі і напору.

Гідроструминні насоси мають і суттєві недоліки до яких варто віднести: відсутність автономного приводу, необхідність використання для приводу стороннього джерела напірної рідини; низький ККД власне гідроструминного

насоса (ККД установок з гідроструминними насосами може бути значно вищим), який не перевищує в кращих конструкціях значення 0,35...0,4; безповоротне скидання великої кількості рідини, яка використовується як робоче (активне) середовище, та ін.

Багато із перерахованих недоліків, притаманних окремо установленим лопатевим чи гідроструминним насосам, можна усунути, створивши і використовуючи установки, в яких відцентрові і гідроструминні насоси застосовують сумісно. Такі установки мають комплекс показників, які не мають окремо взяті гідроструминні чи відцентрові насоси. Перше за все це стосується розширення можливостей серійних відцентрових насосів.

Зокрема, на основі сумісного застосування відцентрових і гідроструминних насосів можна створити установки, які дозволять досягнути наступних переваг:

- змінити у широкому діапазоні робочі характеристики відцентрових насосів (збільшити в декілька разів створювані ними напір і подачу);
- збільшити до десятків і навіть сотень метрів глибину, з якої можна підіймати рідину відцентровими насосами, розміщеними вище резервуара (джерела живлення);
- не допускати кавітацію у відцентрових насосах, які працюють при значних вакуумметричних висотах всмоктування, а також під час роботи на гарячих чи легкокиплячих рідинах;
- перекачувати гідросуміші з твердими і (чи) газоподібними вclusions;
- створювати вакуум і відкачувати гази (струминні вакуум-насоси), створювати тиск газу (струминні компресори);
- охолоджувати чи очищувати повітря (газ) від домішок (струминні установки з диспергованим струменем рідини);
- здійснювати змішування і розчинення рідких, твердих і газоподібних середовищ і виконувати багато інших функцій.

З іншого боку, створення універсальних установок з гідроструминними і лопатевими насосами дозволяє не тільки найбільш повно використати технологічні переваги струминних насосів щодо їх надійності, простоти виконання і конструкції, забезпечення самовсмоктування, можливості перекачування рідких, твердих і газоподібних середовищ, але дає можливість збільшувати ККД установок в порівнянні з ККД струминних насосів. ККД гідроструминних насосів має природну межу, обумовлену неминучістю втрат при змішуванні робочого (активного) і перекачуваного (пасивного) потоків. Виходячи з цього, підвищення ККД установок з відцентровими і гідроструминними насосами можна досягнути, якщо більшу частину роботи по перекачці рідини (гідросуміші) покласти на відцентровий насос, який має високий ККД. Струминний насос буде виконувати тільки ті технологічні функції, які не в змозі здійснювати відцентровий насос (здійснювати самовсмоктування, гасити кавітацію, перекачувати гази чи тверді речовини).

Основні показники насосів і установок. Велике розмаїття показників і характеристик насосів і установок, які наводяться в технічній літературі, часто призводить до певних труднощів і неоднозначності при їх використанні. Тому доцільно розглянути основні показники, які характеризують роботу насосів і установок: технологічні, ергономічні і надійності.

Зазвичай розрізняють *номінальні* показники, за яких насос (установка) повинен експлуатуватися, і *оптимальні*, що відповідають максимальній економічній ефективності при використанні насоса (установки). Під оптимальним режимом найчастіше розуміють роботу в режимі максимального ККД. У багатьох випадках номінальний і оптимальний режими роботи насосів і установок не співпадають. Це викликано тим, що в реальних (виробничих) умовах необхідно забезпечити певний показник роботи установки, який не співпадає на робочих характеристиках насоса (установки) з режимом максимального ККД. Розглянемо основні показники роботи насосів (установок) – технологічні.

До технологічних показників насосів (установок) можна віднести: подачу Q , напір H , потужність N ; вид і параметри енергетичного живлення привода; характеристики перекачування і споживаних середовищ (густину ρ , температуру t , наявність чи відсутність в рідині твердих чи газоподібних домішок); кавітаційні (антикавітаційні) властивості; характеристики самовсмоктування; коефіцієнти корисної дії (ККД); масу, габаритні розміри насоса чи установки.

Подача насоса (установки) – це кількість Q , перекачуваного насосом (установкою) середовища в одиницю часу. Розрізняють об'ємну подачу Q_V , ($\text{м}^3/\text{с}$), масову подачу Q_m , ($\text{кг}/\text{с}$) і вагову подачу Q_G , ($\text{Н}/\text{с}$). Між цими величинами існує наступна залежність:

$$Q = Q_V = Q_m/\rho = Q_G/(\rho g), \quad (1)$$

де ρ – густина рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$; g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

У характеристиках насосів зазвичай прийнято задавати об'ємну подачу $Q_V = Q$, тобто об'єм рідини, корисно використаний споживачем, при тиску, вимірюваному на виході з насоса. Для рідин, які не стискуються, не має значення, за якого тиску вимірюються об'ємні витрати. Для газів тиск має певне значення. Для гідроструминних насосів крім корисної (пасивної) подачі повинна задаватися витрата активної (робочої) рідини. При перекачуванні струминним апаратом газів об'ємні витрати приводять до тиску на всмоктуванні. У необхідних випадках ці витрати газу можна привести до нормальних атмосферних умов.

Напором насоса називають різницю питомих механічних енергій рідини на виході з насоса (переріз 2) і на вході до нього (переріз 1). Корисна питома механічна енергія рідини W складається з механічної енергії e і питомого тепловмісту $\Delta t c$ (Δt – прирощення температури; c – питома теплоємність). У більшості випадків для гідронасосів другою величиною можна нехтувати, тому що вона мала в порівнянні з першою.

Розрізняють об'ємний E_v , масовий E_m і ваговий $E_G = H$ напори. Якщо виразити швидкість рідини через подачу Q_v і площі вхідного S_1 і вихідного S_2 трубопроводів то напір насоса можна вирахувати за приведеними нижче формулами. Значення тисків p_1 і p_2 під час розрахунку насосів доцільно приймати абсолютним гідростатичним тиском. Це дозволить у всіх випадках роботи насосів – як при підпорі на всмоктуванні, так і при вакуумі – визначати з додатними величинами.

Об'ємний напір (Дж/м³; Па), який також називають тиском насоса розраховують за формулою:

$$E_v = g(\rho_2 z_2 - \rho_1 z_1) + (p_2 - p_1) + \frac{\rho_2 Q_v^2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^2} - \frac{\rho_1 \alpha_1}{\rho_2 S_1^2} \right). \quad (2)$$

Масовий напір (Дж/кг; м²/с²)

$$E_m = g(z_2 - z_1) + \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) + \frac{Q_v^2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^2} - \frac{\rho_1 \alpha_1}{\rho_2 S_1^2} \right). \quad (3)$$

Ваговий напір (Дж/Н; м стовпа рідини)

$$E_G = H = (z_2 - z_1) + \frac{1}{g} \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) + \frac{Q_v^2}{2g} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^2} - \frac{\rho_1 \alpha_1}{\rho_2 S_1^2} \right). \quad (4)$$

У наведених рівняннях для стисливих рідин z_1 і z_2 – відстань від розглядуваного перерізу за лінією дії прискорення вільного падіння g до порівняльної площини, м; p_1 і p_2 – абсолютний гідростатичний тиск у розглядуваному перерізі, Па; α_1 і α_2 – коректив кінетичної енергії (коефіцієнт Коріоліса) у розглядуваному перерізі.

Ваговий напір має фізичний зміст в умовах певного і постійного поля гравітації. Він збільшується зі зменшенням прискорення вільного падіння, а в умовах невагомості стає рівним нескінченності. Виходячи з цього ваговий напір, який широко використовується (на території СНД він змінюється за рахунок зміни гравітаційних сил в межах 0,35%, а у цілому на Землі – в межах 0,6%), незручний для характеристик насосів літальних і космічних об'єктів.

У випадку нестиглої рідини ($\rho = \text{const}$):

$$E_v = g\rho(z_2 - z_1) + (p_2 - p_1) + \frac{\rho Q_v^2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^2} - \frac{\alpha_1}{S_1^2} \right). \quad (2a)$$

$$E_m = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{\rho}(p_2 - p_1) + \frac{Q_v^2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^2} - \frac{\alpha_1}{S_1^2} \right); \quad (3a)$$

$$E_G = H = (z_2 - z_1) + \frac{1}{g\rho}(p_2 - p_1) + \frac{Q_v^2}{2g} \left(\frac{\alpha_2}{S_2^2} - \frac{\alpha_1}{S_1^2} \right). \quad (4a)$$

На практиці часто для високонапірних насосів швидкісним напором і енергією положення нехтують внаслідок їх невеликих величин у порівнянні зі статичним тиском, але для низьконапірних насосів вираз для напору необхідно застосовувати у повному вигляді відповідно з формулами (2a)...(4a).

Корисна гідравлічна потужність $N_{\text{кор.г}}$ йде на підвищення питомої енергії корисно використовуваної рідини і представляє собою добуток подачі

(об'ємної, масової чи вагової) на відповідний напір, який визначається за формулами (2)...(4):

$$N_{\text{кор.г}} = \rho_2 E Q. \quad (5)$$

Повна потужність насоса N тратиться на його привід в дію. Вона підводиться ззовні у вигляді енергії від привідного двигуна чи з витратами робочої рідини, яка подається до струминних апаратів під певним напором.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) η насоса – відношення корисної гідравлічної потужності $N_{\text{кор.г}}$ до повної підведеної потужності N . Зазвичай ККД виражається в процентах:

$$\eta = \frac{N_{\text{кор.г}}}{N} 100 = \frac{\rho_2 E Q}{N} 100. \quad (6)$$

Показники кавітації. До показників кавітації відносять надкавітаційний напір (кавітаційний запас) – надлишок питомої енергії рідини над питомою енергією її насиченої пари:

об'ємний надкавітаційний напір (Па)

$$\Delta e_v = (p - p_{\text{н.п}}) + \frac{\rho v^2}{2}; \quad (7)$$

масовий надкавітаційний напір ($\text{м}^2/\text{с}^2$; Дж/кг)

$$\Delta e_m = \frac{(p - p_{\text{н.п}})}{\rho} + \frac{\alpha v^2}{2}; \quad (8)$$

ваговий надкавітаційний напір (м; Дж/Н)

$$\Delta h = \frac{(p - p_{\text{н.п}})}{g \rho} + \frac{\alpha v^2}{2g}, \quad (9)$$

де p , $p_{\text{н.п}}$ – тиск рідини і тиск її насиченої пари, Па; v – швидкість руху рідини.

Для різних стадій розвитку кавітації розрізняють наступні надкавітаційні напори:

- **пригнічений** $\Delta e_{\text{приг}}$ – значення надкавітаційного напору, за якого в насосі не проявляється ніяких ознак кавітації; при випробовуванні насосів за величину $\Delta e_{\text{приг}}$ приймають такий надкавітаційний напір, за якого починається збільшуватися рівень вібрації і звукового тиску на частотах $1 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^4$ Гц, що викликано появою в рідині дрібних парогазових бульбашок;

- **ерозійний** (парогазовий) Δe_e – значення надкавітаційного напору, за якого проявляється ерозійна дія рідини на проточну частину насоса; початок ерозії виявляється методом лакових покриттів чи шляхом аналізу віброзвукових характеристик;

- **параметричний** Δe_n – значення надкавітаційного напору, за якого з'являються стійкі кавітаційні каверни; під час випробувань насосів рекомендується величину Δe_n приймати такою, при якій напір насоса зменшується на 2% у порівнянні з безкавітаційним режимом роботи при незмінній (заданій) подачі;

- **вибуховий** $\Delta e_{\text{виб}}$ – значення надкавітаційного напору, за якого $\Delta E/d(\Delta e) = 0,5$, де ΔE – відносна зміна напору насоса; $d(\Delta e)$ – зміна надкавітаційного напору;

- *граничний Δe_{cr}* – найменше значення надкавітаційного напору, за якого ще зберігається кінематична подібність (подібність течій) в модельному і розглядуваному (натурному) насосах.

Перелічені кавітаційні показники є об'єктивними, але для насосів важливо знати *необхідний Δe_n* надкавітаційний напір. Цей параметр повинен дотримуватися під час експлуатації для того, щоб насос працював без суттєвого зменшення напору і ККД, чи щоб була обмежена допустимими межами швидкість ерозійного зношування деталей насоса чи якимиись іншими показниками.

Показники самовсмоктування. До названих показників відносяться наступні.

- *Номінальна висота самовсмоктування $H_{c,n}$* – відстань за вертикаллю від вільної поверхні рідини до верхньої точки області виникнення кавітаційних явищ, за якої насос забезпечує самовсмоктування рідини певного виду з наступною нормальною роботою при температурі 20 °C і атмосферному тиску (0,1013 МПа).

- *Подача повітря за номінальної висоти всмоктування $Q_{пов,n}$* – об'ємні витрати (подача) повітря, приведені до тиску на вході до насоса при відсутності протитиску на виході з насоса, атмосферному тиску 0,1013 МПа і температурі повітря 20 °C. Показник застосовується тільки для насосів зі стабільною в часі характеристикою самовсмоктування. Зміна подачі повітря під час самовсмоктування в часі (нестабільність характеристики) визначається в основному нагріванням рідини, що характерно для рециркуляційних систем самовсмоктування.

- *Мінімальний час самовсмоктування $t_{c,min}$* – час, на протязі якого насос, який працює при номінальній висоті самовсмоктування і відсутності протитиску на виході і обладнаний підвідним трубопроводом заданого діаметра і довжини, здійснює самовсмоктування.

- *Допустима тривалість самовсмоктування $t_{c,d}$* – час, на протязі якого допускається робота самовсмоктувального насоса при номінальній висоті в режимі самовсмоктування. При відсутності режимних обмежень час $t_{c,d}$ зазвичай приймають [86] рівним часу, на протязі якого подача повітря зменшується на 25% (наприклад, внаслідок нагрівання рідини для рециркуляційних установок і насосів).

До ергономічних показників насосів і установок відносяться наступні:

- *зовнішні витікання q* – витрати рідини, яка витікає із насоса до навколишнього середовища (наприклад, через сальники) при номінальному режимі роботи і певному (заданому) тиску на вході;

- *рівень звукового тиску $L_{ш}$* – загальний рівень звукового тиску в дБ при граничному значенні $L_{ш,0} = 2 \cdot 10^{-5}$ Па, виміряному на відстані 1 м від зовнішнього контуру насоса (установки) у заданих точках за номінального режиму роботи насоса (установки);

- *рівень вібрації L_v* – загальний рівень вібрації а дБ за ефективним (середньоквадратичним) значенням швидкості коливань чи прискорень,

виміряний на опорній поверхні насоса (установки) у напрямку нормалі до неї, в точках, де вібрація максимальна. Рівень вібрації за швидкістю визначається по відношенню до нульового рівня, рівному $5 \cdot 10^{-8}$ м/с в октавних смугах частот від номінальної частоти обертання до 2800 Гц, а за прискоренням – по відношенню до нульового рівня, рівного $3 \cdot 10^{-4}$ м/с² в октавних смугах частот від номінальної частоти обертання до 11200 Гц [86].

Спеціальні параметричні показники. Для деяких насосів (установок) застосовують спеціальні вимоги, такі як допустима тривалість роботи при нульовій подачі (при закритій напірній засувці) та ін.

Показники надійності. При виборі цих показників, зокрема напрацювання на відмову, ресурс, ймовірність безвідмовної роботи та ін. необхідно установити експлуатаційні допуски на робочі параметри, тому що чим вище допуск, тим вища надійність насоса.

Подібність насосів. Визначити форми руху рідини в насосах теоретичним шляхом не завжди можливо. Виходячи з цього, у практиці проектування лопатевих і струминних насосів у багатьох випадках використовують дослідні дані. Науково обґрунтоване узагальнення результатів експериментів можна виконати за допомогою методів теорії подібності. *Подібними* називаються явища, у яких усі характерні величини знаходяться між собою в постійних відношеннях. Таким чином, при подібності потоків рідини в насосах за відомими характеристиками потоку рідини в одному з них (моделі) можна отримати характеристики потоку в іншому (натурному) насосі простим перерахунком. Такий перехід аналогічний переходу від однієї системи одиниць фізичних величин до іншої.

Для забезпечення можливості такого переходу від модельного зразка до натурального необхідно дотримуватися геометричної, кінематичної і силової (гідродинамічної) подібності.

- **Геометрична подібність** границь потоків (проточних порожнин насосів) – необхідна умова подібності самих насосів. При дотриманні цієї умови усі схожі лінійні розміри проточної частини порівнюваних насосів повинні знаходитися в постійному відношенні. Геометрична подібність, крім цього, включає в себе подібність відносної шорсткості стінок проточної частини насосів, товщини обтічних профілів.

- **Кінематична подібність** – це подібність траєкторій руху частинок рідини і рівність швидкостей у схожих точках потоку (тобто плани швидкостей модельного і натурального потоків повинні бути подібними).

- **Силова (гідродинамічна) подібність** передбачає повну подібність потоків і характеризується рівністю відношень сил однакової фізичної природи, які діють на частинки рідини чи на границі потоків, у схожих точках. Силова подібність напірних усталених потоків вимагає рівності чисел Рейнольдса Re .

Характеристики насосів, які використовуються на практиці.

- **Розмірні гідравлічні характеристики** насосів – це взаємозалежності основних параметрів насосів (подачі Q , напору H ,

надкавітаційного напору Δe , потужності N , а для відцентрових насосів і частоти обертання n) і залежності цих параметрів від густини ρ і в'язкості ν рідини. Якщо всі параметри змінні, то загальну характеристику необхідно будувати у багатомірному просторі. Таку характеристику неможливо відтворити графічним шляхом і навіть важко її уявити. Тому приходится вводити певні комплекси, які складаються з названих величин, приймаючи деякі із них постійними.

- *Нормальні гідравлічні характеристики* зазвичай будують для лопатевих насосів, приймаючи номінальну кутову швидкість обертання $\omega_n = \text{var}$; безкавітаційну роботу насоса $\Delta e \geq \Delta e_{\text{прік}}$; $\nu \leq \nu_{\text{гр}}$ (де $\nu_{\text{гр}}$ – гранична в'язкість, яка визначається із співвідношення $\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}}$; $\text{Re}_{\text{кр}}$ – критичне значення числа Рейнольдса, за якого має місце автомодельний режим, іншими словами характеристика насосів не залежить від в'язкості); $\rho = \text{const}$.

- *Окремі гідравлічні характеристики* використовують у випадках, коли режим роботи насоса не дозволяє виконати названі вище умови, які забезпечують отримання нормальних характеристик. Це відповідає випадкам, коли кутова швидкість ω_n , надкавітаційний напір Δe , в'язкість ν чи концентрація і розміри зважених частинок призводять до невиконання динамічної подібності. У цьому разі на одному графіку приводять ряд окремих характеристик для декількох фіксованих значень параметрів, які порушують умови подібності. Так, окремі гідравлічні характеристики H , N , $\eta = f(\Delta e)$ будують для ряду фіксованих значень надкавітаційного напору Δe . При цьому для нерегульованого насоса будують не менше трьох окремих кавітаційних характеристик (для трьох значень Δe), а для регульованих – не менше трьох для кожного фіксованого положення регульовального органу. Загальну кількість положень регульовального органу беруть не менше п'яти.

Окрема кавітаційна характеристика представляє собою залежність необхідного надкавітаційного напору Δe_n від подачі Q . На практиці окрему кавітаційну характеристику інколи суміщають з нормальними характеристиками насосів H , N , $\eta = f(Q)$, що дозволяє оцінити вплив Δe на зміну H , N , η .

- *Відносні характеристики* – це такі, в яких за одиницю величини характерних параметрів приймають певні значення цих параметрів, наприклад напір, подача, потужність і ККД, що відповідають оптимальному режиму (режиму максимального ККД).

- *Безрозмірні характеристики* виражають залежності однієї безрозмірної комбінації параметрів насоса від іншої. Безрозмірні характеристики можна розповсюджувати на весь безрозмірний (подібний) ряд насосів, які характеризуються, наприклад, геометричним масштабним коефіцієнтом. З цієї точки зору вони дуже зручні. Але при використанні безрозмірних характеристик незручно враховувати можливість порушення умов кінематичної і динамічної подібності, наприклад внаслідок виникнення кавітації чи за впливу в'язкості і інших чинників.

НАУКОВО-ТЕХНІЧНА БІБЛІОТЕКА

Інв. № 445534

ЧАСТИНА ПЕРША ГІДРОСТРУМИННІ І ЛОПАТЕВІ НАСОСИ

Розділ 1

СТРУМИННІ НАСОСИ ДЛЯ ОДНОРІДНИХ РІДИН

1.1. Конструкції і принцип дії струминних насосів.

Гідроструминним насосом називається динамічний насос тертя, в якому перекачуване (пасивне) середовище (рідина, газ чи суміш рідини з газом чи твердими частинками) переміщується зовнішнім потоком (струменем) робочої (активної) рідини. Енергія від одного потоку рідини до другого передається силами, діючими на поверхні робочого струменя [33,1].

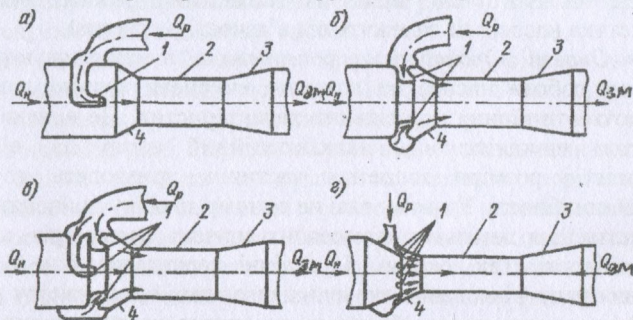


Рис.1.1.1. Схеми нерегульованих гідроструминних насосів: а – з центральним соплом; б – з кільцевим соплом; в – з центральним і кільцевим соплами; г – багатосопловий; 1 – сопло; 2 – камера змішування; 3 – дифузор; 4 – конфузор

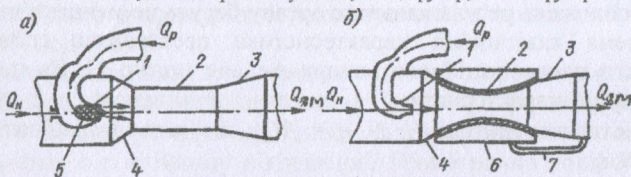


Рис. 1.2. Схема насосів з регульованими геометричними параметрами: а – з регульованою площею вихідного перерізу сопла; б – з регульованою площею поперечного перерізу камери змішування; 1 – сопло; 2 – камера змішування; 3 – дифузор; 4 – конфузор; 5 – голка для регулювання площі вихідного перерізу сопла; 6 – додаткова порожнина для зміни площі поперечного перерізу камери змішування; 7 – трубопровід для подачі рідини до камери б

Існує велике розмаїття схем струминних насосів. На рис.1.1 наведено схеми найбільш відомих і розповсюджених конструкцій нерегульованих гідроструминних насосів, а на рис.1.2 – гідроструминних насосів з регульованими геометричними параметрами, при цьому регулювання відбувається за рахунок зміни площі вихідного перерізу робочого (активного) сопла чи площі поперечного перерізу камери змішування (горловини). Не дивлячись на розмаїття конструкцій у більшості струминних насосів можна виділити наступні елементи: активне (робоче) сопло, камеру змішування (горловину), дифузор, вхідну ділянку горловини для пропускання пасивного потоку,

виконану зазвичай у вигляді конфузору. Робоче конічне сопло (насадок) переважно ставиться по осі (по центру) з камерою змішування (рис.1.1,*а*; 1.2), а також у вигляді кільця, розташованого по периферії камери змішування (рис.1.1,*б*) чи комбіновано (рис.1.1,*в*). У деяких випадках використовують багато сопелів гідрострумних апаратів (рис.1.1,*г*). Площина зрізу активного сопла (сопел) повинна знаходитися у входному перерізі камери змішування, чи бути висунутою із нього назустріч течії на певну відстань (зазвичай не більше, ніж на 1...3 калібри сопла).

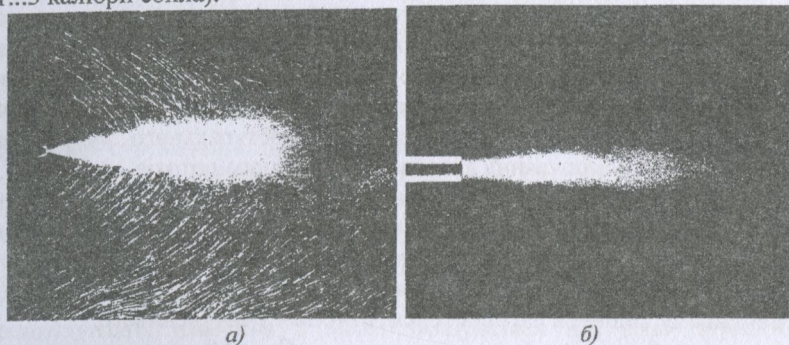


Рис.1.3. Захоплення рідини: *а* – плоским турбулентним струменем; *б* – осесиметричним турбулентним струменем

Процес змішування активного і пасивного середовища у гідро-струминних насосах з центральним струменем можна умовно розділити на дві ділянки. Течія рідини на початковій ділянці відбувається подібно розповсюдженню затопленого турбулентного струменя. На границях затопленого струменя утворюється розширена зона змішування – турбулентний пограничний шар (рис.1.3). У відповідності з теорією пограничного шару лінії течії, відмічені повітряними бульбашками у воді поза струменем, представляють собою параболоїди обертання (рис.1.3,*б*) чи плоскі параболоїди (рис.1.3,*а*). Завдяки втягування частинок рідини у пограничний шар розтікання струменя у камері змішування відбувається не у товщі нерухомої рідини, а у супутньому підсмоктуваному потоці. При цьому кут розширення струменя буде зменшуватися із збільшенням швидкості підсмоктуваного (супутнього) потоку. Це наглядно видно з рис.1.3, де на рис.1.3,*а* швидкість струменя 1 м/с, а на рис.1.3,*б* – 2 м/с [33.1].

Окрім турбулентного пограничного шару має місце зменшення, при віддаленні від сопла, ядра швидкостей рідини, яка витікає із сопла. Завдяки тому, що у пограничний шар безперервно втягуються частинки із перекачуваного середовища, то загальні витрати рідини у струмені при віддаленні його від зрізу сопла збільшуються. У певному перерізі ріст пограничного шару припиняється за рахунок впливу стінок камери змішування. Починаючи з цього перерізу припиняється надходження нових мас пасивного середовища до струменя активної рідини. Але у цьому перерізі

швидкість за радіусом розподіляється ще нерівномірно. Цим викликана необхідність додаткової ділянки стабілізації в камері змішування довжиною 6...10 її діаметрів, де відбувається подальше вирівнювання параметрів потоку.

Після вирівнювання полів тиску і швидкостей змішаний потік, який набув великої швидкості, спрямовується в дифузор, де відбувається перетворення кінетичної енергії швидкості потоку в потенціальну енергію тиску.

Підсмоктування пасивного потоку струменем робочої рідини відбувається внаслідок взаємодії сил турбулентного тертя, викликаного появою вихорів у робочому (активному) і підсмоктуваному (пасивному) середовищах у вхідному перерізі камери змішування, де установлюється тиск p , нижчий за тиск пасивного середовища. Додавання вихорового і поступального руху рідини створює, згідно теорії Кутта-Жуковського, підйомну силу, поперечну до напрямку поступального руху. При цьому відбувається перемішування активного і пасивного потоків.

Різними авторами [33.1] запропоновано ряд нових, відмінних від попередніх конструкцій струминних апаратів. Так на рис.1.4 наведено конструкції струминних насосів, виконаних у вигляді коліна (повороту) на трубопроводі. При цьому активне середовище, зазвичай, подається по зовнішньому коліну, а пасивна відсмоктується з внутрішнього.

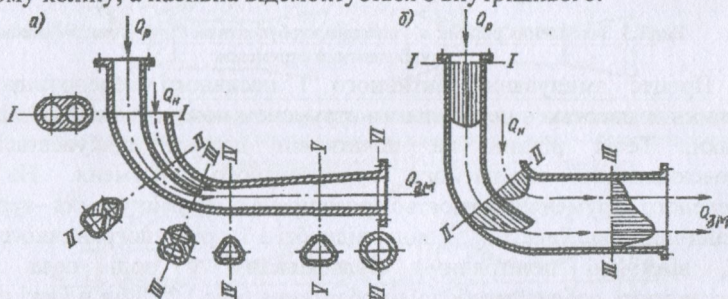


Рис.1.4. Схеми асиметричних струминних насосів: а – авторське свідоцтво 193930 (СРСР); б – патент 3650637 (США): I-I...VI-VI – поперечні перерізи

На рис.1.5 наводяться три конструкції щілинних струминних апаратів. Робоча рідина рис.1.5,а подається по трубці 1 і відбивається від пластини 5, до якої в зоні максимального зменшення гідростатичного тиску приєднано всмоктувальний патрубок 4; суміш середовищ виливається через щілину між пластинами 5 і 7 і далі через кожух 3 і патрубок 2 відводиться до споживача. Пластини 5 і 7 утримуються на заданій відстані за допомогою кріпильних болтів 6.

Струминний апарат поданий на рис.1.5,б, являє собою удосконалений апарат, приведений на рис.1.5,а. Робочий струмінь подається трубкою 1 до сопла 8 і, відбиваючись від пластини 5, утворює симетричну кругову зону відбиття. Всмоктувальна порожнина у вигляді проточки 9 використовує всю зону зменшеного тиску, утворену струменем, що витікає із сопла 8. Пасивне середовище відсмоктується патрубком 4, просвердленому в корпусі 10.

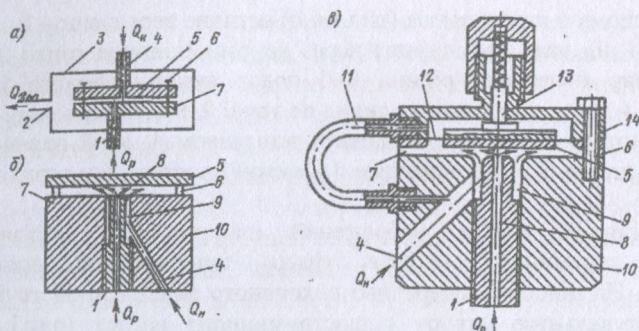


Рис.1.5. Схема щільних струминних насосів за а.с. СРСР: а – 210663; б – 338687; в – 901654

Щільний струминний апарат, приведений на рис.1.5,а, аналогічний за конструкцією апарату, поданому на рис.1.5,б, але є регульованим, тому що пластина 5, від якої відбивається струмінь, спирається на еластичну діафрагму 12 закріплену між фланцями 14. Пластина 5 спирається також на шток 13 з пружиною. Порожнина над діафрагмою 12 сполучається трубою 11 із всмоктувальним отвором 4, просвердленому в корпусі насоса 10. При зміні тиску всмоктування пластина 5 може зміщуватися під дією пружини і діафрагми 12.

Варто зауважити, що струминні апарати, зображені на рис.1.4 і 1.5 виконані на стадії рішень по винаходам і результати досліджень їх характеристик поки що невідомі. Виходячи з цього у подальшому нами розглядаються традиційні струминні насоси, конструкції яких зображені на рис.1.1 і 1.2 (з центральним і кільцевим соплами).

Є і інші пропозиції стосовно конструкцій струминних апаратів. Так на рис.1.6 зображені спеціальні конструкції струминних насосів для ежекції тонкого шару плаваючої рідини з поверхні іншої, більш важкої рідини, а також для придонної ежекції палива, наприклад із баків літальних апаратів.

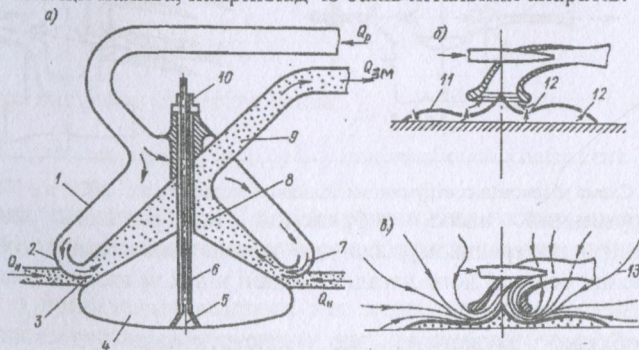


Рис.1.6. Схеми струминних насосів для ежекції рідин: а – для ежекції легкої рідини з поверхні більш важкої рідини; б – для придонної ежекції рідини; в – розподіл ліній течії біля всмоктувального отвору

У першому з цих апаратів (рис.1.6,а) активне середовище 7 подається до ресиверу 1 і під час проходження через кругове щілинне сопло 2, ежектуює з поверхні шар плаваючої рідини 3 і подає суміш робочого і пасивного середовища в дифузор 8 і далі на викид по трубі 9. Розмір кільцевої щілини для пасивного потоку 3 можна регулювати поплавком 4, який переміщується за допомогою штока 6, з потовщенням 5 у нижній частині, а у верхній – різьбою 10.

Струминний апарат, зображений на рис.1.6,б, відрізняється від звичайних струминних насосів тільки конструкцією всмоктувальної порожнини. На підставі попередньо виконаного аналізу ліній течії 13 рідини біля всмоктувального отвору гідроструминного насоса (рис.1.6,в) можна побудувати спеціально спрофільований екран 11 з отворами 12 (рис.1.6,б), який забезпечить максимальне відкачування рідини з дна бака.

На рис.1.7 зображені зблоковані струминні насоси, які дозволять збільшити подачу відкачуваного середовища. Насос, наведений на рис.1.7,а, зібраний із профільованих тарілок, які утворюють у поперечному перерізі звичайні струминні насоси, що мають дифузори 1, камеру змішування 2, конфузори 3. Робочі сопла 9 зібрані із штампованих чи відлитих деталей, закріплених на трубі 4, по якій підводиться активна рідина. Для організації потоків робочого (активного) і підсмоктуваного (пасивного) середовищ по трубах 4 і 8 частина робочих сопел 5 і камер змішування 6 заглушені. Підсмоктування середовища підводиться знизу трубою 8. Уся конструкція стягнута болтами 7.

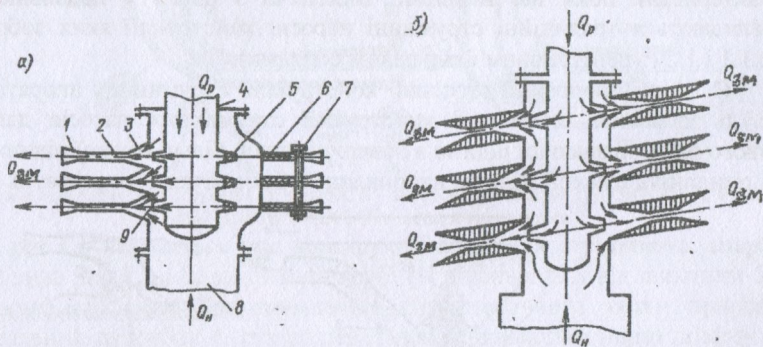


Рис.1.7. Схема зблокованих струминних щілинних насосів за а.с. СРСР: а – 180290; б – 800434

Струминний насос, зображений на рис.1.6,б, аналогічний за конструкцією попередньому, але для забезпечення технологічності зборки і виготовлення основні його деталі виконані шляхом намотки смуг по спіралі з наступним зварюванням.

Необхідно зауважити, що конструктивне удосконалення гідро-струминних насосів в певній мірі йде за рахунок створення регульованих апаратів. Враховуючи, що відношення площі поперечного перерізу камери

змішування (горловини) S_z до площі вихідного перерізу сопла S_c є одним із основних геометричних показників подібності, який визначає тип гідроструминного насоса і вид його гідравлічних характеристик, подібно тому, як коефіцієнт швидкохідності визначає тип лопатевого (відцентрового) насоса, були прийняті багаточисельні спроби сконструювати регульовані струминні насоси. Один із напрямків таких розробок охоплює способи регулювання площі вихідного перерізу сопла. Конструктивні рішення тут розділилися. Ряд дослідників використовують принцип безперервного регулювання: за рахунок введення голки в сопло (див., наприклад, рис.1.2,а), шляхом установки на виході із сопла еластичної порожнистої втулки, яка обтискується під час обертання сопла, та ін. Другі спеціалісти пішли шляхом дискретного регулювання і запропонували ряд конструкцій, які дозволяють швидко міняти сопло одного діаметра на сопло іншого діаметра. Але варто пам'ятати (див. §1.4), що коли S_z / S_c є основним числом геометричної подібності гідроструминних насосів, то всі інші лінійні розміри апарата повинні бути функцією від цього відношення. Таким чином, зміна тільки одного відношення S_z / S_c не забезпечує оптимальний режим роботи апарата при заміні сопла.

Аналогічне положення виникає і при спробах змінити тільки площу поперечного перерізу камери змішування (див. рис.1.2,б). Виходячи з цього, приймаються спроби зробити апарати, в яких можна змінювати всю проточну частину. Але такі конструкції, без сумніву, будуть програвати у масі і габаритах у порівнянні із звичайними струминними апаратами.

Використання для розрахунку струминних насосів геометричної подібності є обґрунтованим тільки у тому випадку, коли опір окремих конструктивних елементів струминного насоса не залежить від їх абсолютних розмірів, напорів (тиску), витрат, в'язкості, кавітації та ін.

В якості числа динамічної подібності можна використати число Рейнольдса, яке записується у такому вигляді:

$$\text{Re} = \frac{d_c v_p}{\nu} = \frac{d_c \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}}}{\nu}, \quad (1.1)$$

де d_c – діаметр вихідного перерізу сопла; $v_p = \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}}$ – швидкість витікання робочої рідини із сопла при $\varphi_c = 1$; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, $\text{м}^2/\text{с}$.

Вважається, що при $\text{Re} \geq 10^6$ у гідроструминних насосах додержується автомодельний режим і вводити поправки на в'язкість під час розрахунків не потрібно.

На рис.1.8 приведена номограма для визначення числа Рейнольдса в гідроструминних насосах з центральним соплом для різних рідин. На цій номограмі значення $\text{Re} = 10^6$ відмічене як критичне ($\text{Re}_{кр}$).

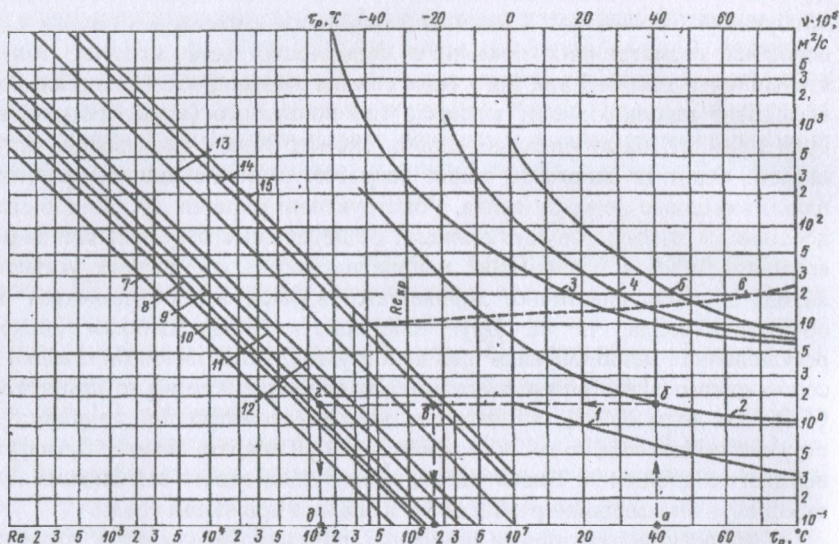


Рис.1.8. Номограма для визначення числа Рейнольдса в гідроструминних насосах з центральним соплом у залежності від кінематичної в'язкості рідини ν , її температури τ_p , діаметра робочого сопла d_c , наявного напору робочого тиску Δp_p : 1...6 – криві $\nu = f(\tau_p)$ для різних рідин і повітря (1 – вода; 2 – газ; 3 – рідина АМГ-10; 4 – масло веретенне; 6 – повітря); 7...15 – криві

$$Re = f(\nu, d_c, \Delta p_p):$$

Номер кривої.....	7	8	9	10	11	12	13	14	15
d_c , мм.....	5	5	5	10	10	10	100	100	100
Δp_p , МПа.....	0,1	1	10	0,1	1	10	0,1	1	10

Можна записати і інші вирази для числа Рейнольдса, якщо за характерну швидкість прийняти середнє її значення в кінці камери змішування v_{2c} , а за характерний лінійний розмір – діаметр камери змішування (горловини) d_c :

$$Re^* = \frac{d_c v_{2c}}{\nu} \quad (1.2)$$

У цьому випадку Re^* залежить від режиму роботи гідроструминного насоса тобто від коефіцієнта підсмоктування. Відношення швидкості рідини у горловині v_{2c} до швидкості на виході з сопла можна записати у вигляді

$$\frac{v_{2c}}{v_p} = \frac{Q_c}{S_c} \cdot \frac{Q_p}{S_c} = \frac{Q_c}{Q_p} \frac{S_c}{S_c}, \quad (1.3)$$

де Q_c – сумарні витрати рідини, яка виходить із гідроструминного насоса, $Q_c = Q_p + Q_n$, Q_p – витрати робочої рідини; Q_n – витрати рідини, яка відсмоктується; S_c , S_c – відповідно площа поперечного перерізу горловини і сопла насоса.

У сучасних конструкціях гідроструминних насосів використовується циліндрична камера змішування. У цьому разі перетворюючи (1.3), отримаємо:

$$\frac{v_{2c}}{v_p} = \frac{Q_p + Q_n}{Q_p} \frac{S_c}{S_c} = (1 + u) \frac{d_c^2}{d_s^2} \quad (1.4)$$

Звідки

$$v_{2z} = v_p (1+u) \frac{d_c^2}{d_z^2}, \quad (1.5)$$

де $u = Q_n / Q_p$ – коефіцієнт підсмоктування.

Підставляючи вираз (1.5) у (1.2), отримаємо

$$Re^* = \frac{d_z v_p}{\nu} (1+u) \frac{d_c^2}{d_z^2} = \frac{d_c v_p}{\nu} \frac{d_z}{d_c} (1+u), \quad (1.6)$$

чи в іншій формі запису

$$Re^* = Re(1+u) \frac{d_c}{d_z}. \quad (1.7)$$

Слід відмітити, що дотримання Re^* при стендових чи промислових випробуваннях гідроструминних насосів пов'язане з великими труднощами. Тому у першому наближенні можна спочатку визначити Re за формулою (1.1), і тільки після кінцевих розрахунків визначити Re^* за формулою (1.7).

Аналізуючи номограму (рис.1.8), бачимо, що при перекачуванні гідроструминним насосом води величина Re при зміні температури в межах $0...80^\circ\text{C}$ змінюється від $4 \cdot 10^4$ до 10^7 , у той час як для більш в'язких рідин (гас, масла та ін.) величина Re зменшується до $10^2...10^3$. Це може суттєво погіршити характеристики струминних насосів, а під час розрахунків необхідно вводити поправки на в'язкість рідини.

Аналіз виразу (1.7) показує, що значення Re^* у камері змішування близьке до значення Re , визначеному за формулою (1.1). Це пояснюється тим, що при малих значеннях відношення d_z/d_c коефіцієнт підсмоктування u зазвичай не перевищує одиниці; при більших значеннях цього відношення ($d_z/d_c = 5...10$) коефіцієнт підсмоктування може становити $5...10$. У цьому випадку величина Re^* також близька до значення Re , визначеному за формулою (1.1). Тільки для гідроструминних насосів з більшим значенням d_z/d_c при граничних (великих) значеннях протитиску коли $u \rightarrow 0$, величина Re^* може бути на порядок меншою за $Re_{кр}$. У тих випадках, коли число Рейнольдса наближається до $Re_{кр}$ при розрахунках може виникати необхідність введення поправки на в'язкість рідини.

1.2. Розрахунок і гідравлічні характеристики струминних насосів для однорідних рідин

Методи розрахунку гідроструминних насосів. Перше застосування водоструминного насоса приписують Ж.Б.Вентурі, який у 1859 р. використав розроблену ним трубу (звужуючий пристрій водомірів) для осушення боліт у Північній Італії (недалеко від м. Модена). Вперше теорія гідроструминних насосів була запропонована Г.Сейнером у 1863 р. [71]. Але у зв'язку зі складністю процесів, які відбуваються при змішуванні потоків, і взаємної передачі енергії від активного до пасивного потоку, на сьогоднішній день відсутня загальна аналітична теорія, яка дозволяє розраховувати гідро-

струминні насоси не звертаючись до використання емпіричних залежностей. Відсутність загальної теорії турбулентності не дозволяє визначити довжину, на якій здійснюється повне змішування потоків робочої і рідини, що відсмоктується, а також значення корективів кінетичної енергії α_k (коефіцієнт Коріоліса) і кількості руху $\beta_{k,p}$ (коефіцієнт Бусінеска) для характерних перерізів струминного насоса. Для розрахунку гідроструминних насосів запропоновані методи, які ґрунтуються на наступних теоріях: теорії змішування двох потоків; теорії розповсюдження струменя в масі нерухомої чи рухомої рідини; механіці тіл змінної маси.

За допомогою введення емпіричних залежностей і коефіцієнтів в аналітичні рівняння вдалося достатньо добре погодити між собою результати розрахунку гідроструминних насосів, отримані за любым із перелічених методів. Тому зараз з'явилася можливість виконати певні узагальнення і побудувати необхідні для практичної діяльності розрахункові графіки і номограми нормальних і окремих (з урахуванням кавітації і впливу в'язкості рідини) гідравлічних характеристик струминних насосів, а також перейти до порівняльного дослідження раніше не вивчених типів гідроструминних насосів, наприклад насосів з кільцевим робочим соплом [62], кільцевих насосів з двоповерхневим струменем [33.2,43]. З іншого боку, наявність гідравлічних, кавітаційних і інших характеристик струминних насосів дозволяє розробити методи розрахунку і оптимізації комбінованих установок, в яких гідроструминні і інші насоси застосовуються сумісно.

Основи розрахунку гідроструминних насосів, працюючих на однорідних рідинах ($\rho = \text{const}$). Для апаратів з центральним соплом робочий потік подається в центральне сопло, а пасивний входить через кільцева сопло. Навпаки, для кільцевих струминних насосів через кільцеве сопло проходить робочий (активний) потік, а через центральне – пасивний потік.

Спочатку приведемо розрахункові залежності для гідравлічних характеристик апаратів з центральним соплом (рис.1.9), а після для апаратів з кільцевим соплом. Для спільних явищ введемо наступні умовні позначення величин, які характеризують гідравлічні режими гідроструминних насосів. Напорам, тиску, швидкостям і витратам рідини у гідроструминних насосах будемо присвоювати наступні індекси: ζ – центральне сопло; κ – кільцеве сопло (вхід до камери змішування); g – горловина (камера змішування); d – дифузор. При цьому вхідний (за ходом потоку рідини) переріз кожного з цих елементів позначається цифрою 1, а вихідний – 2. Для проміжних перерізів цих елементів у випадку необхідності застосовуються літери a, b, c (x_a, x_b, x_c) і т. д., якщо таких перерізів декілька. Враховуючи, що робочий і пасивний потоки рідини можуть рухатися як через центральне, так і через кільцеве сопло, присвоюємо робочому потоку індекс p , пасивному (потоку низького тиску) – n , а змішаному – z чи zm . Таким чином, наприклад, $p_{p1\zeta}$ буде позначати гідростатичний тиск робочого потоку (p) у вхідному перерізі (1) центрального сопла (ζ).

На рис.1.9 наведені основні величини, які характеризують роботу гідроструминного насоса з центральним робочим соплом. При цьому характерними (розрахунковими вхідним і вихідним) перерізами є: для робочого потоку рідини, що йде через центральне сопло, – 1ψ і 2ψ ; для пасивного потоку, що йде через кільцеве сопло, – 1κ і 2κ ; для змішаного потоку (у кінці камери змішування) – 2ϵ , а також перерізи на початку і в кінці дифузора – 1δ і 2δ . Втрати напору (питомої енергії) у центральному соплі – h_{ψ} , у кільцевому соплі – h_{κ} , в дифузори – h_{δ} .

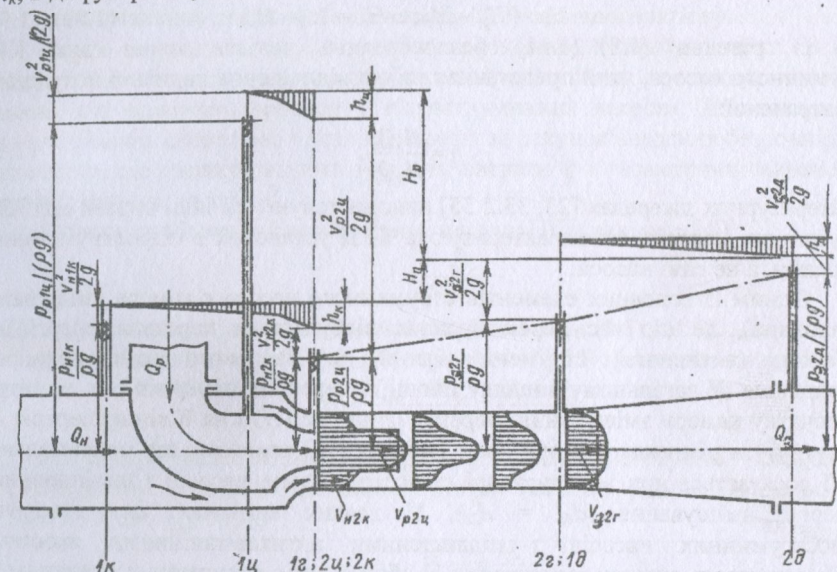


Рис.1.9. Схема розподілу тиску і швидкостей рідини в проточній частині гідроструминного насоса з центральним соплом

При цих позначеннях гідравлічний режим роботи струминного насоса (рис.1.9) за $\rho = \text{const}$, можна характеризувати наступними параметрами:

- *робочим напором* (тратиться у гідроструминному насосі), рівним різниці питомих енергій робочого потоку на вході в насос (переріз 1ψ) і змішаного потоку на виході з нього (переріз 2δ):

$$H_p = H_{p1\psi} - H_{s2\delta} = \left(\frac{p_{p1\psi}}{\rho g} + \frac{v_{p1\psi}^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_{s2\delta}}{\rho g} + \frac{v_{s2\delta}^2}{2g} \right); \quad (1.8)$$

- *корисним напором*, створюваним гідроструминним насосом, рівним різниці питомих енергій змішаного потоку на виході із насоса (переріз 2δ) і пасивного потоку на вході до всмоктувального патрубку (переріз 1κ):

$$H_n = H_{s2\delta} - H_{n1\kappa} = \left(\frac{p_{s2\delta}}{\rho g} + \frac{v_{s2\delta}^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_{n1\kappa}}{\rho g} + \frac{v_{n1\kappa}^2}{2g} \right); \quad (1.9)$$

- витратами робочої рідини

$$Q_p = v_{p2q} S_{2q} = \frac{v_{p2q} \pi d_{2q}^2}{4}; \quad (1.10)$$

- витрати пасивної рідини (корисні витрати)

$$Q_n = v_{n2k} S_{2k} = v_{n2k} \frac{\pi}{4} (d_{1z}^2 - d_{2q}^2). \quad (1.11)$$

У деяких випадках рівняння (1.8) і (1.9) будемо записувати у наступному вигляді:

$$H_p' = H_p - H_c; \quad H_n = H_c - H_n. \quad (1.8a); (1.9a)$$

Із рівнянь (1.8)...(1.11) безпосередньо витікає вираз для ККД струминного насоса, який представляє собою відношення корисної потужності до затраченої:

$$\eta = \frac{H_n Q_n}{H_p Q_p}. \quad (1.12)$$

У літературних джерелах [23, 33.2 55] використовуються інші вирази для ККД струминних насосів, які характеризують ККД установок з гідроструминними насосами, а не самі насоси.

Одним із основних елементів струминного насоса є камера змішування (горловина), де під час перемішування відбувається передача енергії від робочого (активного) струменя рідини до пасивного (ежектованного) середовища. У загальному випадку площі поперечних перерізів (чи діаметри) на початку камери змішування (переріз $1z$ на рис.1.9) і на її кінці (переріз $2e$) можуть бути різними. Але при дослідженнях [70] виявлено, що максимальний ККД досягається при використанні гідроструминних насосів з циліндричною камерою змішування ($d_{1z} = d_{2e}$). У деяких випадках, для створення гідроструминних насосів з підвищеними антикавітаційними якостями, використовують камери змішування із збільшеним діаметром у початковому (конфузорному) перерізі. При використанні циліндричної камери змішування процес перемішування робочої і пасивної рідин і вирівнювання швидкостей за довжиною камери супроводжується певним підвищенням гідростатичного напору від $p_{n2k} = p_{p2q}$ до p_{c2e} (рис.1.9). Подальше підвищення тиску і зменшення швидкості рідини до значень, допустимих для економічного транспортування її по трубах, відбувається у дифузори.

У загальному випадку для розрахунку нормальних гідравлічних характеристик гідроструминних насосів необхідно визначити наступні величини:

- витрати робочої Q_p і пасивної (корисної) Q_n рідин (витрати змішаної рідини на виході з гідроструминного насоса $Q_{зм} = Q_p + Q_n$);
- повні напори (питомі енергії) робочої H_p , пасивної H_n і змішаної $H_{зм}$ рідин;
- два основних геометричних параметра (розміри), які характеризують гідроструминний насос: площу вихідного перерізу сопла S_c і його діаметр $d_c = d_{1q}$ і площу поперечного перерізу горловини S_z і її діаметр

$d_{1z} = d_{2z} = d_z$. Вважається, що інші геометричні розміри проточної частини гідроструминних насосів є відомими функціями відношення d_e / d_c .

Таким чином, внаслідок розрахунку гідроструминного насоса необхідно визначити сім невідомих величин (Q_p , Q_n , H_p , H_n , $H_{зм}$, d_z , d_c). Для їх розрахунку можна скласти наступні рівняння:

- рівняння зміни кількості руху (рівняння імпульсів) за довжиною камери змішування від перерізу $1z$ до перерізу $2z$;
- рівняння для робочого напору (1.8) активного потоку;
- рівняння для корисного напору (1.9) пасивного потоку.

Окрім названого, можна записати рівняння балансу витрат. Звідси виходить, що кількість невідомих у загальному випадку перевищує кількість рівнянь, які описують процеси у гідроструминних насосах. Для замкнення системи рівнянь скоротимо число невідомих за рахунок введення безрозмірних комплексів, що характеризують напір \tilde{h} , витрати \tilde{q} і геометричні параметри гідроструминних насосів \tilde{d} .

Безрозмірний напір \tilde{h} приймаємо у вигляді [10] (див. рис.1.9)

$$\tilde{h} = \frac{H_n}{H_p + H_n}, \quad (1.13)$$

де H_p і H_n – величини, які визначаються за рівняннями (1.8) і (1.9).

Підстановка значень (1.8) і (1.9) в рівняння (1.13) приводить до виразу

$$\tilde{h} = \frac{H_{c2\theta} - H_{n1x}}{H_{p1y} - H_{n1x}} = \frac{H_c - H_n}{H_p - H_n}. \quad (1.14)$$

В якості безрозмірних витрат \tilde{q} використовують коефіцієнт підсмоктування u , рівний відношенню витрат пасивної рідини Q_n до витрат активної рідини Q_p , тобто

$$\tilde{q} = u = \frac{Q_n}{Q_p}. \quad (1.15)$$

Основний геометричний параметр гідроструминного насоса з центральним соплом приймають у вигляді

$$\tilde{d} = d_e / d_c \quad (1.16)$$

де d_e , d_c – відповідно діаметр циліндричної горловини (камери змішування) і вихідний діаметр робочого сопла, $d_c = d_{1y}$; $d_e = d_{1z} = d_{2z}$.

Після введення безрозмірних параметрів \tilde{h} , $\tilde{q} = u$ і \tilde{d} кількість рівнянь буде дорівнювати числу невідомих. Варто пам'ятати, що для отримання нормальних безрозмірних гідравлічних характеристик насосів $\tilde{h} = f(u, \tilde{d})$ необхідно виконати наступні умови (обмеження):

- забезпечення геометричної подібності проточної частини гідроструминних насосів, які мають рівні значення \tilde{d} ;
- відсутність кавітації;
- усталеність швидкостей рідини (див. рис.1.9) у перерізах $1y$, $1x$ (окремо для робочого і пасивного потоків) і $2z$ [У кінці кінців, осереднені епюри швидкостей за перерізом, при якому корективи кінетичної енергії α_x

(коефіцієнт Коріоліса) і кількості руху $\beta_{\kappa,p}$ (коефіцієнт Бусінеска) являються відомими величинами. На рис.1.9 значення осереднених швидкостей показані на епорах штриховими лініями. Ці значення використані у рівняннях (1.8) і (1.9), виходячи з цього коефіцієнт Коріоліса в цих рівняннях прийнятий рівним одиниці]; паралельність потоків рідини на вході до насосу;

- повинні бути відомими вирази для визначення втрат питомої енергії (гідрравлічні опори) у камері змішування h_z , у вихідному перерізі сопла h_y , у кільцевому соплі h_{κ} і у дифузори h_d [втрати напору визначаються за формулою $h = \zeta v^2 / (2g)$];

- рівність гідростатичного тиску в початковому перерізі камери змішування p_{1z} для активного потоку p_{p1y} і гідростатичного тиску пасивного потоку $p_{n1\kappa}$.

Запишемо рівняння зміни питомої енергії за довжиною проточної частини гідроструминного насоса і рівняння зміни кількості руху за довжиною камери змішування. Зміну (збільшення) гідростатичного тиску в циліндричній камері змішування від $p_{1z} = p_{p2y} = p_{n2\kappa}$ до p_{c2z} можна отримати із рівняння зміни кількості руху (теореми імпульсів), вважаючи, що у розрахункові рівняння входять середні за перерізом швидкості рідини.

$$(p_{1z} S_{1z} - p_{c2z} S_{2z}) - h_z = Q_c \rho v_{c2z} - (Q_p \rho v_{p2y} + Q_n \rho v_{n2\kappa}). \quad (1.17)$$

Питомі енергії робочого і пасивного потоків на границях камери змішування (в перерізах $1z$ і $2z$) можна зв'язати з питомою енергією цих потоків у перерізі $1y$ (для робочого потоку), 1κ (для пасивного потоку) і $2d$ (для змішаного – сумарного потоку).

Зміна питомої енергії потоків обумовлена, з одного боку, обміном енергії між ними під час змішування в горловині, а з іншого – втратами енергії (напору) при подоланні рідиною гідрравлічного опору центрального сопла h_{1y} , кільцевого сопла (входу до горловини) $h_{1\kappa}$, гідрравлічного опору за довжиною камери змішування (горловини) h_z і опору дифузора h_d .

Зміна питомої енергії рідини між перерізами $1y$ і $2y$ ($1z$)

$$\left(\frac{p_{p1y}}{\rho g} + \frac{v_{p1y}^2}{2g} \right) - h_y = \frac{p_{p2y}}{\rho g} + \frac{v_{p2y}^2}{2g}. \quad (1.18)$$

Зміна питомої енергії рідини між перерізами 1κ і 2κ ($1z$)

$$\left(\frac{p_{n1\kappa}}{\rho g} + \frac{v_{n1\kappa}^2}{2g} \right) - h_{\kappa} = \frac{p_{n2\kappa}}{\rho g} + \frac{v_{n2\kappa}^2}{2g}. \quad (1.19)$$

Зміна питомої енергії змішаного потоку рідини між перерізами $2z$ і $2d$

$$\left(\frac{p_{c2z}}{\rho g} + \frac{v_{c2z}^2}{2g} \right) - h_d = \frac{p_{c2d}}{\rho g} + \frac{v_{c2d}^2}{2g}. \quad (1.20)$$

Втрати у камері змішування h_z обумовлені дисипацією енергії при вихроутворенні, які супроводжуються передачею енергії від робочого потоку до пасивного, а також тертям на стінках камери.

Нормальні гідравлічні безрозмірні характеристики гідроструминних насосів. Підстановка величини гідравлічних опорів у рівняння (1.18)...(1.20) дозволяє отримати наступне рівняння безрозмірних характеристик гідроструминних насосів з центральним соплом [53]:

$$\tilde{h} = \frac{m^2 - (\zeta_\epsilon + \zeta_\delta)(1+u)^2 - (1+\zeta_\kappa)^2(1-m)^2 u^2}{m^2(1+\zeta_\eta) - u^2(1-m)^2(1+\zeta_\kappa)}, \quad (1.21)$$

де $m = d_c^2 / d_\epsilon^2$.

Для розрахунку нормальних гідравлічних характеристик за рівнянням (1.21) необхідно знати коефіцієнти гідравлічних опорів ζ_η , ζ_κ , ζ_δ і ζ_ϵ . Їх можна визначити шляхом аналізу балансу енергії в елементах гідроструминного насоса на підставі експерименту чи прийняти за довідниковою літературою. Значення коефіцієнтів гідравлічних опорів ζ відносять до значень середніх за перерізом швидкостей рідини у відповідних елементах гідроструминних насосів.

У зв'язку із складністю процесів, які відбуваються в конструктивних елементах гідроструминних насосів, їх взаємним впливом одного на інший, залежністю гідравлічного опору від режиму руху рідинних потоків, від коефіцієнта підсмоктування і багатьох інших факторів коефіцієнти опору не можуть прийматися постійними у всьому діапазоні зміни робочих параметрів гідроструминних насосів. При застосуванні гідроструминних насосів з центральним соплом коефіцієнти опору в діапазоні зміни u від 0,2 до 5,0 можна орієнтовно приймати наступними: $\zeta_\eta = 0,04...0,06$; $\zeta_\kappa = 0,06...0,10$; $\zeta_\delta = 0,20...0,15$; $\zeta_\epsilon = 0,20...0,15$ (більші значення відносяться до менших значень коефіцієнтів підсмоктування і навпаки).

У роботі [65] рівняння нормальних безрозмірних гідравлічних характеристик гідроструминних насосів з центральним соплом, отримане з використанням теореми імпульсів, і має наступний вигляд:

$$\frac{\Delta p_{c2\delta}}{\Delta p_p} = \frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{d_c^2}{d_\epsilon^2} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_1^2} \right) \frac{(d_c/d_\epsilon)^2 u^2}{1 - (d_c/d_\epsilon)^2} - (2 - \varphi_3^2) \frac{d_\epsilon^2}{d_c^2} (1+u)^2 \right], \quad (1.22)$$

де $\Delta p_c / \Delta p_p$ – безрозмірний перепад абсолютних гідростатичних тисків, який визначається за формулою:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{p_c - p_n}{p_p - p_n}. \quad (1.23)$$

У цьому рівнянні p_p , p_n , p_c – гідростатичні тиски у перерізах I_ϵ , I_κ , 2δ (див. рис.1.9); φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 – відповідно коефіцієнти швидкості робочого сопла, камери змішування, дифузора і входу до камери змішування (кільцевого сопла).

На підставі дослідних даних [65] рекомендується приймати наступні значення коефіцієнтів швидкості: $\varphi_1 = 0,95$; $\varphi_2 = 0,975$; $\varphi_3 = 0,90$; $\varphi_4 = 0,925$.

З урахуванням (1.12) і (1.23) вираз для ККД гідроструминного насоса можна записати у наступному вигляді

$$\eta = \frac{Q_n}{Q_p} \frac{p_c - p_n}{p_p - p_c} = u \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p}. \quad (1.12a)$$

Рівняння (1.22) дає близькі до дослідних даних результати при $d \geq 2$. В області $d < 2$ рівняння (1.22) дає завищені значення $\Delta p_c / \Delta p_p$ при відносно великому коефіцієнті підсмоктування u .

Характеристики бездифузорних гідроструминних насосів. Дифузор є важливим конструктивним елементом гідроструминного насоса, який дозволяє не тільки зменшити швидкість, що мала місце в кінцевому перерізі камери змішування, до значення необхідного для економічного транспортування рідини трубопроводами, але і підвищити (поновити) тиск на виході із струминного насоса. Але у ряді випадків на практиці використовують бездифузорні насоси, які значно простіші за конструкцією, ніж гідроструминні насоси з дифузором.

За своїм змістом бездифузорний струминний насос являє собою циліндричну трубу, яка виконує роль камери змішування, в початковому перерізі якої знаходиться робоче сопло.

Рівняння витратно-напірної характеристики бездифузорних гідроструминних насосів з центральним соплом можна отримати із характеристики струминного насоса з дифузором. Так, якщо в рівнянні (1.22) прийняти значення коефіцієнта швидкості дифузора $\varphi_3 = 0$, то отримаємо рівняння для бездифузорних насосів у такому вигляді:

$$\frac{\Delta p_{c2z}}{\Delta p_{p1z}} = \frac{\Delta p_z}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{d_c^2}{d_z^2} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{(d_c/d_z)^2 u^2}{1 - (d_c/d_z)^2} - 2 \frac{d_c^2}{d_z^2} (1+u)^2 \right], \quad (1.24)$$

де Δp_z – перепад тиску, створений бездифузорним насосом між перерізами $1z$ і $2z$,

$$\Delta p_z = p_{c2z} - p_{n1z}. \quad (1.25)$$

Необхідно зауважити, що величини \tilde{h} в рівнянні (1.21) і $\Delta p_c / \Delta p_p$ чи $\Delta p_z / \Delta p_p$ у рівняннях (1.22) чи (1.24) у загальному випадку відмінні одне від іншого:

$$\tilde{h} = \frac{\Delta p_c / \Delta p_p - \rho(v_c^2/2 - v_n^2/2) / \Delta p_p}{1 + \rho(v_p^2/2 - v_n^2/2) / \Delta p_p}. \quad (1.26)$$

Величина \tilde{h} може бути рівною $\Delta p_c / \Delta p_p$ тільки у тому випадку, коли $v_c = v_n = v_p$, тобто при рівності швидкостей у перерізах $1z$, $1k$ і $2d$. Але так як величини v_c , v_n і v_p вибираються із умови забезпечення економічного транспортування рідин за трубами і зазвичай не перевищують 2...3 м/с, максимальні швидкісні напори становлять не більше 0,2...0,5 м вод. ст., у той час як величина Δp_p приймається в межах 20...30 м вод. ст.

Ще меншу величину становлять різниці швидкісних напорів у чисельнику і знаменнику формули (1.26). Зазвичай другий член у чисельнику і знаменнику не перевищує значення $5 \cdot 10^{-3}$ і ним під час проведення інженерних розрахунків можна нехтувати. Тоді рівняння (1.26) можна наближено записати у наступному вигляді

$$\tilde{h} \approx \Delta p_c / \Delta p_p \pm 0,005. \quad (1.27)$$

Тому що величина $\Delta p_c / \Delta p_p$ для гідроструминних насосів змінюється від 0,7 до 0,05, то похибка при використанні величини $\Delta p_c / \Delta p_p$, яка розраховується по гідростатичним тискам, у порівнянні з більш точною величиною \tilde{h} , що визначається з використанням питомих енергій рідини, не перевищує у самих несприятливих випадках 10%. Але при розрахунках спеціальних насосів при $\Delta p_c / \Delta p_p < 0,05$, то вплив швидкісного напору необхідно враховувати.

В інших випадках, ураховуючи наближений характер розрахункових залежностей $\tilde{h} = f(u, \tilde{d})$ чи $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u, \tilde{d})$, величини \tilde{h} і $\Delta p_c / \Delta p_p$ можна вважати еквівалентними і розрахунки виконувати за гідростатичними тисками p_p , p_c і p_n , що у певній мірі спрощує розрахунки.

Таким чином, рівняння (1.21), (1.22) і (1.24) описують нормальні безрозмірні гідравлічні характеристики гідроструминних насосів з центральним соплом. Слід зауважити, що кожному значенню геометричного параметра \tilde{d} відповідає своя характеристика $\tilde{h} = f(u)$ чи $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$. Для практичного використання громіздких рівнянь (1.21), (1.22) і (1.24) бажано гідравлічні характеристики гідроструминних насосів розрахувати раніше і подати їх у графічному вигляді.

Узагальнені характеристики для розрахунку гідроструминних насосів з центральним соплом. Виконаний аналіз показує, що не байдуже, в яких координатах будувати безрозмірні гідравлічні характеристики гідроструминних насосів. Найбільше розповсюдження на практиці отримала графічна залежність [53] (рис.1.10): по осі ординат відкладено безрозмірний напір \tilde{h} , а по осі абсцис – безрозмірні витрати u . В якості геометричного параметра використовується величина $\tilde{k} = (d_c^2 - d^2) / d_c^2$, яка являє собою відношення площі кільцевого сопла (переріз 1_k на рис.1.9) до площі центрального сопла (переріз 1_u на рис.1.9). Таким чином,

$$\tilde{k} = \frac{1 - 1/d^2}{d^2}. \quad (1.28)$$

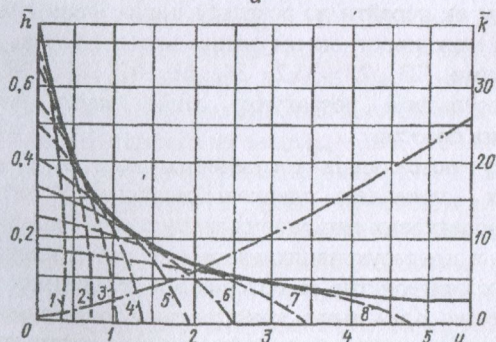


Рис.1.10. Узагальнені нормальні гідравлічні характеристики гідроструминних насосів з центральним соплом: ———— — лінія огину оптимальних режимів роботи насосів; ———— — гідравлічні характеристики насосів при фіксованому значенні \tilde{k} (1 – 0,6; 2 – 1,0; 3 – 1,5; 4 – 2,0; 5 – 3,0; 6 – 4,0; 7 – 6,0; 8 – 15); ———— — залежність оптимального значення \tilde{k}_{opt} від u

На рис.1.11 подана залежність \bar{k} від $\bar{d} = \Delta p_c / \Delta p_c$.

З розгляду рис.1.10 видно, що кожному значенню \bar{k} відповідає своя характеристика $\tilde{h} = f(u)$ (ці криві нанесені штриховими лініями). На кожній із таких характеристик при $\bar{k} = \text{const}$ можна знайти точку, яка відповідає максимальному значенню ККД струминного насоса. Якщо ці точки з'єднати між собою то отримаємо криву лінію огину в координатах $\tilde{h} - u$, яка відповідає оптимальним параметрам гідроструминних насосів (суцільна крива на рис.1.10). Криву лінію оптимальних режимів можна використати для вибору режиму роботи гідроструминних насосів з максимальним ККД. На цьому ж рисунку штрих пунктирною лінією нанесена крива $\bar{k}_{opt} = f(u)$, де \bar{k}_{opt} – оптимальні значення величини \bar{k} , за якої відбувається робота гідроструминного насоса з максимальним ККД.

Розгляд графічних залежностей поданих на рис.1.10 показує, що не дивлячись на ясний фізичний зміст вони не зовсім зручні у користуванні при практичних розрахунках, тому що криві $\tilde{h} = f(u)$ при різних значеннях геометричного параметра \bar{k} пересікаються між собою, що призводить до помилок при розрахунках. Крім цього, для вибору типу струминного насоса необхідна ще одна графічна залежність – $\bar{k}_{opt} = f(u)$.

Перед тим як перейти до розгляду інших форм графічних залежностей, зупинимося на можливості застосування методів розрахунку запропонованих різними авторами [23, 27, 33.2, 34, 65, 67, 78, 79], використавши для порівняння результатів розрахунку лінію огину оптимальних режимів гідроструминних насосів.

В основу розрахунків струминних насосів у різних літературних першоджерелах покладені однакові рівняння. У зв'язку з необхідністю використання додаткових емпіричних залежностей і коефіцієнтів, які описують втрати напору в конструктивних елементах струминних насосів, результати розрахунку їх характеристик за методиками конкретних авторів можуть мати певні розходження. Крім цього, конструктивні розміри елементів струминних апаратів (довжина камери змішування, кут розкриття дифузора, відстань від сопла до входу в камеру змішування та ін.) на практиці можуть змінюватися у достатньо широких межах. З цієї причини результати розрахунку і експерименту також можуть відрізнятися.

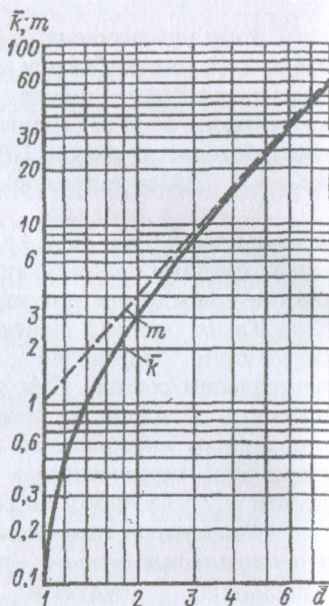


Рис.1.11. Геометричні параметри \bar{k} і m у залежності від відношення $d = d_c/d_c$.

На рис.1.12 в координатному полі $\tilde{p} = \tilde{h} = f(u)$ наведені результати розрахунку оптимальних режимів гідроструминних насосів за методиками різних авторів. Основою для порівняння є суцільні лінії розраховані за методикою [10]: верхня крива відповідає автомодельному режиму ($Re \geq 10^6$), коли впливом в'язкості рідини можна нехтувати; нижня крива відповідає значенню $Re = 5 \cdot 10^3$, коли в'язкість рідини помітно впливає на роботу гідроструминного насоса.

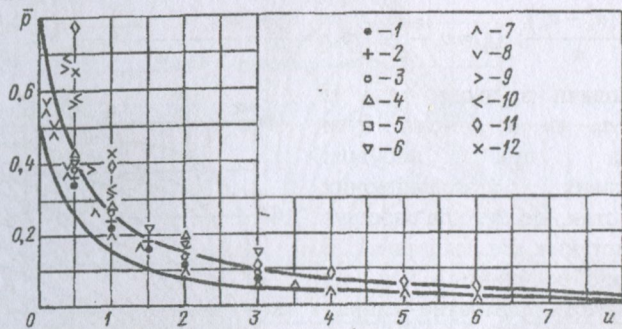


Рис.1.12. Залежність безрозмірного тиску \tilde{p} від коефіцієнта підсмоктування u за даними різних авторів: 1 – [65]; 2 – [79]; 3 – [78]; 4 – [27]; 5 – [67]; 6 – [34]; 7...12 – [23] (при різних шорсткості поверхні проточної частини 7 – $R_a = 320 \dots 160$ мкм; 8 – $R_a = 160 \dots 80$ мкм; 9 – $R_a = 80 \dots 40$ мкм; 10 – $R_a = 40 \dots 20$ мкм; 11 – $R_a = 20 \dots 10$ мкм; 12 – $R_a = 2,5 \dots 1,25$ мкм;)

З рис.1.12 виходить що розрахункові величини лежать у межах можливого діапазону зміни безрозмірного тиску і можуть вважатися рівнозначними. Результати розрахунку за методиками [34, 67] дають завищені значення \tilde{p} , особливо в області малих u .

Розрахунки виконані за методикою [23] дають достовірні результати тільки при застосуванні коефіцієнтів розрахункових рівнянь, які відповідають шорсткості поверхні проточної частини $R_a = 320 \dots 80$ мкм. При розрахунках з використанням величин, які відповідають $R_a = 80 \dots 10$ мкм і $R_z = 2,5 \dots 1,25$ мкм отримані сильно завищені значення β , особливо у випадку коли $u \rightarrow 0$. Виходячи з цього, цю методику можна використовувати при табличній шорсткості проливної частини насоса не вище $R_a = 160 \dots 80$ мкм.

Найбільш провірені і розповсюджені методики [27, 33.2, 65], які дають практично рівні між собою значення і з однаковим успіхом використовуються при практичних розрахунках, але варто зауважити, що після виконаних розрахунків отриманий виріб необхідно піддавати стендовим випробуванням.

Повернемося до питання вибору системи координат для побудови узагальнюючих нормальних гідравлічних характеристик струминних насосів.

У роботі [25] автором в основу розрахунку насосів гідроструминного типу також покладено рівняння збереження кількості руху рідини у камері змішування і зміни питомої енергії потоків по довжині проточної частини насоса, за осі координат для побудови узагальнюючих характеристик (рис.1.13)

прийняті наступні величини: $\alpha_v = v_{n2k}/v_{p2u}$ – відношення швидкостей рідини відповідно пасивного і активного потоків; $1/m = d_c^2/d_s^2$ – відношення площі вихідного перерізу сопла S_c до площі поперечного перерізу камери змішування S_2 . На цьому графіку нанесені також лінії для коефіцієнта підсмоктування $u = Q_n/Q_p$, безрозмірного напору $\tilde{h} = H_n/(H_n + H_p)$ і ККД гідроструминного насоса $\eta = u\tilde{h}/(1 - \tilde{h})$.

Відмітимо, що величини α_v і u можна виразити одну через іншу. Так як

$$Q_n = v_n \frac{\pi(d_s^2 - d_c^2)}{4}; \quad Q_p = v_p \frac{\pi d_s^2}{4}, \quad \text{то } u = \frac{Q_n}{Q_p} = \frac{v_{n2k}(d_s^2 - d_c^2)}{v_{p2u} d_s^2} = \alpha_v \left(1 - \frac{d_c^2}{d_s^2}\right) = \alpha_v \left(1 - \frac{1}{m}\right).$$

Виходячи з цього одна із величин α_v чи u може бути виключена при побудові розрахункових узагальнюючих характеристик, що суттєво спростує їх використання. Розгляд рис.1.13 показує, що величини \tilde{h} і u , які характеризують витратно-напірну характеристику гідроструминного насоса, не мають на графіку своєї шкали, що затрудняє розрахунки, особливо в основній області застосування насосів.

У роботах [33.2, 37, 39] запропоновано узагальнюючі характеристики будувати в координатах $\Delta p_c/\Delta p_p$ і d_s/d_c . В основу для побудови покладені рівняння [65], згідно з якими функція $u = f(\Delta p_c/\Delta p_p, d_s/d_c)$ може бути перетворена до вигляду рівняння (1.22).

Узагальнені характеристики гідроструминних насосів, побудованих за рівнянням (1.22), наведено на рис.1.14. По осі абсцис відкладені відношення діаметрів горловини d_s і сопла d_c (лінійна шкала), а по осі ординат – безрозмірна величина $\Delta p_c/\Delta p_p$, яка визначається за рівнянням (1.23) (логарифмічна шкала). Точки, які відповідають рівним значенням коефіцієнта підсмоктування, сполучені кривими $u = \text{const}$. Похила штрихова лінія, яка пересікає криві $u = \text{const}$, з'єднує точки на цих кривих, що відповідають значенням максимального коефіцієнта підсмоктування гідроструминного насоса з певним значенням відношення $\Delta p_c/\Delta p_p$ при заданій величині $\Delta p_c/\Delta p_p$ (оптимальний режим роботи гідроструминного насоса із заданим відношенням $\Delta p_c/\Delta p_p$). На цьому ж графіку нанесені криві рівних значень ККД гідроструминних насосів.

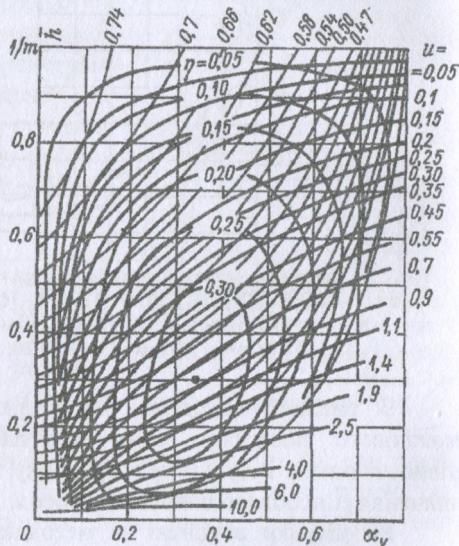


Рис.1.13. Узагальнені нормальні гідравлічні характеристики гідроструминних насосів з центральним соплом

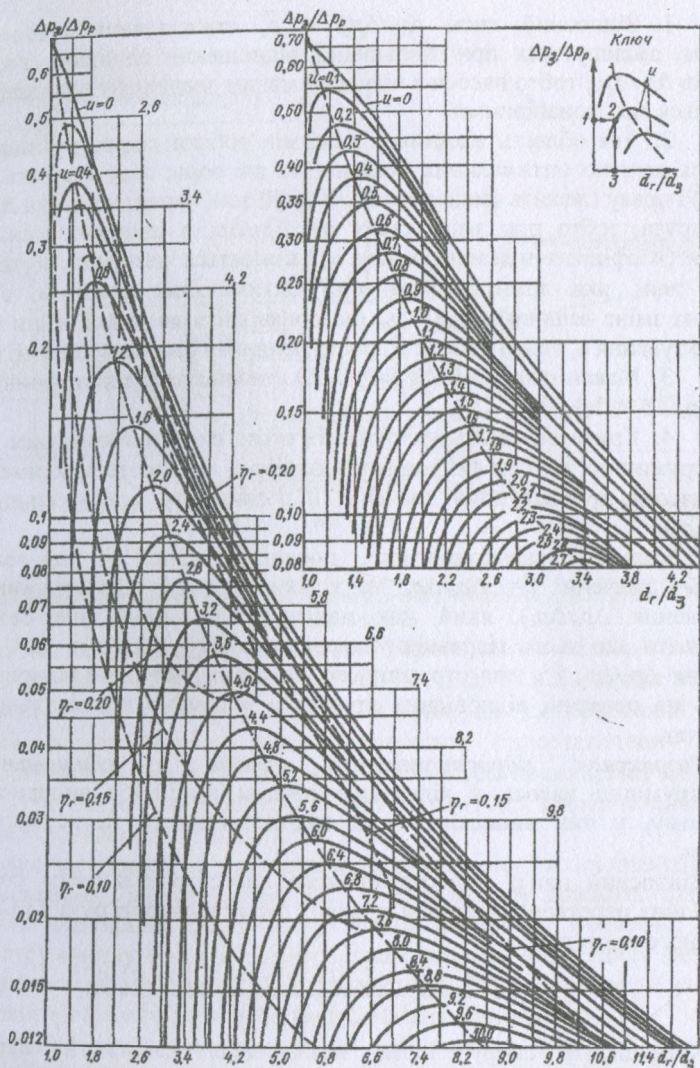


Рис.1.14. Узагальнені нормальні гідравлічні характеристики гідроструминних насосів з центральним соплом

Запропонована система координат дозволяє не тільки побудувати для любого гідроструминного насоса (із заданим відношенням d_z/d_c) залежності коефіцієнта підсмоктування u і ККД η від відношення $\Delta p_c/\Delta p_p$, але і має чіткий фізичний зміст. Із розгляду рис.1.14 можна зробити наступні висновки, які характеризують роботу гідроструминних насосів.

1. Відносний тиск $\Delta p_c / \Delta p_p = \tilde{p}$, створюваний гідроструминним насосом, зменшується при збільшенні відношення основних геометричних розмірів $\Delta p_c / \Delta p_p$, тобто насоси з відносно малим значенням відношення $\Delta p_c / \Delta p_p$ являються високонапірними.

2. Уся область можливих режимів роботи гідроструминних насосів ділиться кривою оптимальних режимів на дві зони: ліву (лежить нижче цієї кривої) і праву (лежить вище кривої). У лівій зоні характеристика $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ дуже крута, тобто при зміні тиску $\tilde{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$ в широких межах відносні витрати (коефіцієнт підсмоктування u) змінюється незначно. У той же час у правій зоні, яка лежить вище лінії оптимальних режимів, відбувається незначна зміна величини $\Delta p_c / \Delta p_p$, що призводить до різкої зміни коефіцієнта підсмоктування u , тобто робота гідроструминного насоса у цій зоні нестійка.

3. Максимальний ККД ($\eta \geq 0,25$) створюють гідроструминні насоси, в яких $\Delta p_c / \Delta p_p = 1,1 \dots 3,5$.

4. Крива оптимальних режимів може використовуватися для вибору гідроструминних насосів (відношення $\Delta p_c / \Delta p_p$), які мають максимальний ККД (такі насоси при заданому значенні u розвивають максимальний тиск $p = \Delta p_c / \Delta p_p$).

Узагальнені характеристики, подані на рис.1.14, дозволяють при заданому значенні $\tilde{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$ не тільки вибрати гідроструминний насос (відношення $\Delta p_c / \Delta p_p$), який має максимальний ККД, але безпосередньо побудувати для нього гідравлічну характеристику $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$. При цьому значення $\Delta p_c / \Delta p_p$ і u для струминного насоса з вибраним відношенням d_s/d_c лежать на перетині відповідних кривих $u = \text{const}$ з вертикальною прямою $d_s/d_c = \text{var}$.

Розрахунок гідроструминних насосів з кільцевим соплом. Гідроструминні насоси з кільцевим соплом (рис.1.15) використовують, в основному, у тих випадках, коли транспортований потік містить тверді добавки.

Відносний напір гідроструминного насоса з кільцевим соплом після відповідних перетворень рівнянь енергії і зміни кількості руху [33.2, 63] набув наступного вигляду:

$$\tilde{h} = \frac{m^2 - (\zeta_s + \zeta_d)(1+u)^2 - (1+\zeta_u)(1-m)^2 u^2}{m^2(1+\zeta_k) - (1+\zeta_u)(1-m)^2 u^2}. \quad (1.29)$$

Коефіцієнти опору тертя визначалися дослідним шляхом. Усі експерименти виконувалися в квадратичній зоні гідравлічних опорів. Коефіцієнт втрат для кільцевого сопла визначався з урахуванням опору робочої камери в цілому, хоч основна доля втрат приходить на кільцеву щілину. Виявлено, що ширина щілини кільцевого сопла не впливає на коефіцієнт втрат ζ_k . У діапазоні зміни числа Рейнольдса від $3 \cdot 10^4$ до $6 \cdot 10^4$ коефіцієнт втрат кільцевого сопла становить $\zeta_k = 0,16 \dots 0,20$ (з урахуванням опору робочої камери), що відповідає коефіцієнту витрат $\mu = 0,92 \dots 0,93$ (у дослідях параметр m змінювався від 3,76 до 8,92). Коефіцієнт опору центрального пасивного сопла можна приймати рівним $\zeta_y = 0,05 \dots 0,06$.

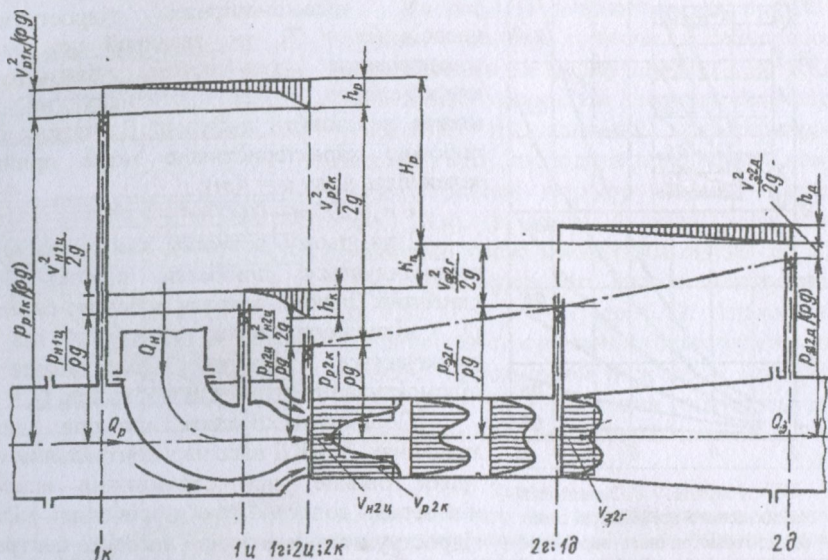


Рис.1.15. Схема розподілу тиску і швидкостей рідини у проточній частині гідроструминного насоса з кільцевим соплом

Також експериментально досліджено параметри кільцевого обмеженого струменя в камері змішування при $m = 8; 10; 12,3; 18 \dots 25$. Аналіз розподілу відносного статичного тиску в апараті показав, що на початковій ділянці камери змішування тиск не підпорядковується гідростатичному закону. Вирівнювання епюри тиску за поперечним перерізом починається на відстані $(5 \dots 6)d_z$ і закінчується в кінці камери змішування $(\sim 10d_z)$. Вирівнювання епюри швидкостей відбувається на ділянці $(5 \dots 10)d_z$.

Основна частина втрат у кільцевому струминному насосі приходить на камеру змішування і дифузор, тому ККД такого апарату залежить від вибору раціональних відношень цих конструктивних елементів. Виявлено, що для кільцевих струминних насосів з центральним соплом, існує єдина залежність $\tilde{h} = f(u)$ для апаратів з $m = \text{const}$. Це дозволяє побудувати безрозмірні витратно-напірні характеристики струминних насосів з кільцевим соплом.

Внаслідок накладання процесів, які відбуваються в камері змішування і дифузори, і їх суттєвого взаємного впливу в рівняння безрозмірних нормальних характеристик введено комплексний коефіцієнт втрат ψ_c . Після застосування цього коефіцієнта рівняння (1.29) набуває наступного вигляду:

$$\tilde{h} = \frac{m^2 - \psi_c(1+u)^2 - (1+\zeta_u)(1-m)^2 u^2}{m^2(1+\zeta_r) - (1+\zeta_u)(1-m)^2 u^2}. \quad (1.30)$$

Значення ψ_c отримано дослідним шляхом і на рис.1.16 наведено графік [63] для визначення цієї величини у залежності від $m = S_c/S_c = d_c^2/d_c^2$ і u , а на рис.1.17 подається залежність $\tilde{h} = f(u)$ і $\eta = f(u)$.

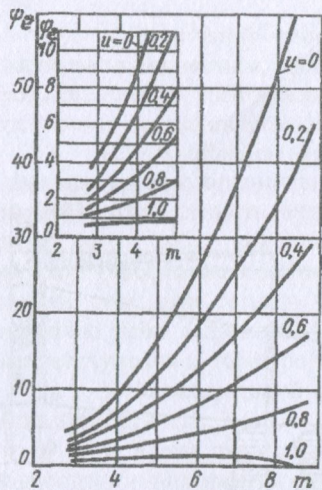


Рис.1.16. Залежність комплексного коефіцієнта втрат ψ_c від геометричного параметра m і коефіцієнта підсмоктування u для кільцевого струминного насоса

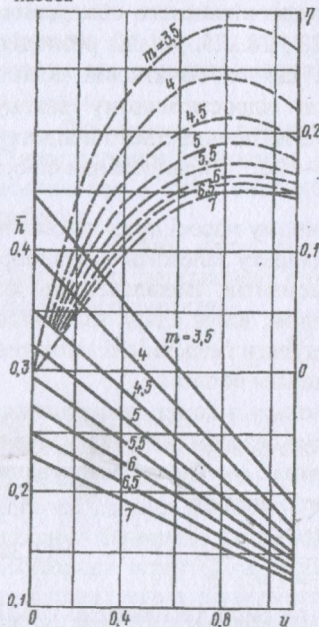


Рис.1.17. Узагальненні нормальні гідравлічні характеристики кільцевих гідроструминних насосів: — η_s ; — η

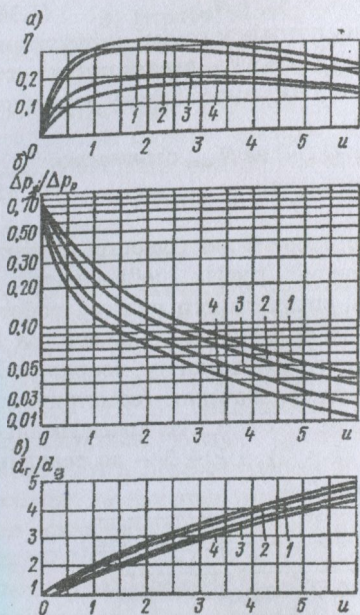
У низьконапірних гідроструминних насосів ($m > 7$), які зазвичай працюють на всмоктування з тиском, близьким до атмосферного, і без протитиску (на викид), можна не ставити дифузори. Для таких насосів робочою характеристикою може прийматися залежність виду $u = f(m)$:

$$u = 0,295m - 0,007m^2 - 0,04. \quad (1.30a)$$

При цьому довжину камери змішування рекомендується приймати рівною 3...4 її діаметрів. Знаючи витрати робочого середовища Q_p і відношення m , а також значення u , яке визначається з рівняння (1.30,a), можна знайти підсмоктуванні витрати за формулою $Q_n = uQ_p$.

Порівняння показує, що при однакових значеннях \tilde{h} ККД насосів з центральним соплом трохи більше, ніж струминних апаратів з кільцевим соплом. Але порівняння кільцевих гідроструминних насосів і насосів з центральним соплом, призначених для перекачування забруднених рідин, показує, що у зв'язку з необхідністю збільшення діаметра камери змішування в гідроструминних насосів з центральним соплом кільцеві апарати не поступають апаратам центрального типу. Так само як для апаратів центрального типу, із збільшенням m ККД кільцевих насосів зменшується. Оптимальними можна вважати кільцеві насоси з $m = 3,5...4,0$.

Вплив масштабних факторів на гідравлічні характеристики струминних насосів. Вважається, що при розрахунку характеристик гідроструминних насосів необхідно вводити поправку, якщо число Рейнольдса менше критичного значення $Re_{кр} = 10^6$. Аналіз виразів (1.1), (1.2), (1.7), а також рис.1.8 показує, що зменшення Re може відбуватися не тільки з причини збільшення в'язкості рідини. Зменшення Re супроводжується і зменшенням діаметра сопла d_c , а також наявного перепаду робочих тисків $\Delta p_p = p_p - p_n$.



На рис.1.18 наводиться, як приклад, ступінь впливу числа Рейнольдса, розрахованого за формулою (1.1), на ККД (рис.1.18,а), оптимальні значення $\Delta p_c / \Delta p_p$ (рис.1.18,б) і основний геометричний параметр d_z/d_c , що відповідає оптимальному режиму роботи гідроструминного насоса (рис.1.18,в). Із рисунка видно, що при зменшенні числа Рейнольдса від 10^6 до 10^4 ККД гідроструминного насоса зменшується від 0,32 (при $u = 2$) до 0,19. Аналогічно зменшується створюваний гідроструминним насосом безрозмірний тиск $\Delta p_c / \Delta p_p$ (від 0,15 до 0,09) і значення оптимального відношення d_z/d_c від 2,7 до 2,3.

Рис.1.18. Залежність гідралічного ККД η , безрозмірного тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ і оптимального основного геометричного параметра d_z/d_c у гідроструминних насосах з центральним соплом від коефіцієнта підсмоктування u при числах Рейнольдса: 1 – $Re \geq 10^6$; 2 – $Re = 10^5$; 3 – $Re = 10^4$; 4 – $Re = 4 \cdot 10^3$

1.3. Коефіцієнт корисної дії струминних насосів

Для розрахунку ККД струминних насосів зазвичай проводять розрахунок балансу потужності, що тратиться робочим струменем, і корисної (ефективної) потужності пасивного потоку [27]. Потужність, яка тратиться в гідроструминному насосі, визначається залежністю:

$$N_{\text{зат}} = \rho g H_p Q_p. \quad (1.31)$$

Корисна (ефективна) потужність, яка передається потоку при перекачуванні, становить

$$N_{\text{кор}} = N_{\text{эф}} = \rho g H_n Q_n. \quad (1.32)$$

Баланс енергії у гідроструминному насосі можна записати так:

$$N_{\text{зат}} = N_{\text{кор}} + \Sigma N_{\text{атр}}, \quad (1.33)$$

де $\Sigma N_{\text{атр}}$ – сума втрат енергії в елементах гідроструминного насоса.

Баланс потужності дозволяє виявити вплив кожного конструктивного елемента на ККД струминного насоса і вирахувати, на підставі дослідних даних, значення коефіцієнтів опору, які необхідні для побудови робочих характеристик. Втратою енергії супроводжуються процеси, які відбуваються в камері змішування (вихроутворення при змішуванні потоків, тертя об стінки), у робочому соплі (при витіканні, при стисненні потоку в кінцевій частині), на вході до камери змішування і в дифузорі. З урахуванням сказаного, вираз (1.33) можна звести до наступного вигляду

$$N_{\text{зат}} = \rho g H_n Q_n + N_{\text{п.зм}} + N_{\text{тр}} + N_c + N_{\text{вх}} + N_{\text{д}}, \quad (1.34)$$

де $N_{\text{п.зм}}$ – втрати потужності під час змішування потоків у камері змішування; $N_{\text{тр}}$ – втрати потужності на тертя у камері змішування; N_c – втрати потужності в робочому соплі; $N_{\text{вх}}$ – втрати потужності на вході пасивного потоку до камери змішування; $N_{\text{д}}$ – втрати потужності в дифузорі.

Розділивши ліву і праву частини рівняння (1.34) на $N_{\text{зат}}$, отримаємо:

$$1 = \eta + n_{\text{п.зм}} + n_{\text{тр}} + n_c + n_{\text{вх}} + n_{\text{д}}, \quad (1.35)$$

де η – ККД гідроструминного насоса.

На рис.1.19 наведений графік балансу потужності для гідроструминного насоса з центральним соплом [53]. Основний графік побудований в координатах $\eta = f(k)$, де $k = d_c^2 / d_c'^2 - 1$, для оптимального режиму роботи струминних насосів, які мають різні значення геометричного параметра k . Графіки подані на внутрішньому полі рисунка побудовані у координатах $\eta = f(u)$ для гідроструминних насосів, які мають значення геометричного параметра $k = 0,5; 3; 10$. Гідроструминний насос з $k = 0,5$, за класифікацією [53], відноситься до високонапірних насосів ($k \leq 2$), з $k = 3$ – до середньо напірних ($2 < k \leq 6$), з $k = 10$ до низьконапірних ($k > 6$).

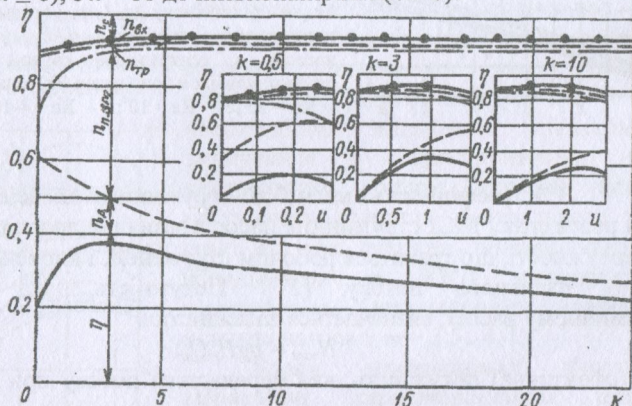


Рис.1.19. Зведений графік балансу потужності гідроструминних насосів з центральним соплом

Аналізуючи графіки, наведені на рис.1.19, можна зробити наступні висновки:

1. Характер залежності $\eta = f(u)$ і розташування максимуму ККД відносно коефіцієнта підсмоктування u обумовлені втратами на змішування потоків $n_{\text{п.зм}}$ і втратами у дифузорі $n_{\text{д}}$. Із збільшенням коефіцієнта підсмоктування u , а значить і різниці між швидкостями $v_{\text{п2к}}$ і $v_{\text{р2у}}$ (див. рис.1.9) зменшуються втрати від змішування потоків $n_{\text{п.зм}}$, але зростають втрати у дифузорі $n_{\text{д}}$.

2. Втрати у робочому соплі n_c і на вході до камери змішування $n_{\text{вх}}$ майже не залежать від типу насоса (від величини k).

3. Втрати на тертя в камері змішування $n_{тр}$ більш суттєві для високонапірних насосів, що викликано малими зазорами між робочим струменем і стінками камери змішування і великими відносними швидкостями рідини, що відсмоктується.

4. Втрати напору у дифузорі n_d мають велике значення для високонапірних насосів, так само як втрати на змішування потоків $n_{п.зм}$.

5. Крива $\eta = f(u)$ має максимум при значеннях геометричних параметрів $2 < k < 4$, що відповідає значенням $1,7 < d_e / d_c < 2,2$ (це підтверджується узагальненими нормальними гідравлічними характеристиками, наведеними на рис.1.14).

Баланс енергії в кільцевих гідроструминних насосах виконаний [63]. На рис.1.20 наведено отримані ним графіки балансу потужності для двох кільцевих насосів, які мають різні відношення $m = S_z/S_c$ (3,76 і 7,25). Із графіка видно, що із збільшенням відношення m ККД струминного насоса зменшується. Аналіз балансу потужності показав, що зі збільшенням коефіцієнта підсмоктування у струминному насосі з $m = 3,76$ з довжиною камери змішування, рівній трьом її діаметрам, втрати потужності у дифузорі, де продовжується процес змішування, зростають. У струминному насосі з $m = 7,25$ з більш довгою камерою змішування, процес змішування в основному закінчується в ній, і тому в такому насосі переважні втрати у камері змішування. Цим підтверджується висновок про існування взаємного впливу камери змішування і дифузора і підтвердження необхідності введення у рівняння характеристик (1.30) коефіцієнта ψ_e , який відображає втрати енергії у камері змішування і дифузорі.

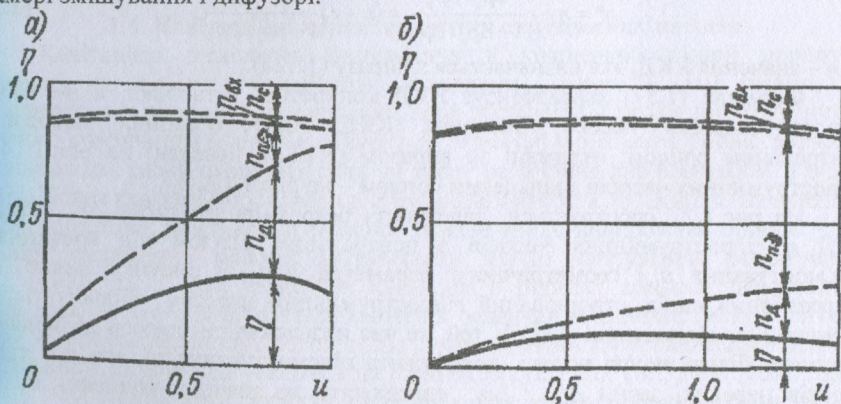


Рис.1.20. Графік балансу потужності кільцевих гідроструминних насосів: а - $m=3,76$; б - $m=7,25$

Взагалі гідроструминні насоси з кільцевим соплом мають більш низький ККД, ніж струминні насоси з центральним соплом. Застосування кільцевих насосів в основному визначено необхідністю перекачування рідин з вмістом твердих домішок.

У деяких роботах [13, 23, 70] запропоновані інші вирази для ККД гідроструминних насосів. Ці пропозиції зв'язані з тим, що у розглядуваних вище виразах для ККД корисними вважаються тільки витрати рідини, що відсмоктується гідроструминним насосом. Але у ряді випадків уся рідина на виході із струминного насоса використовується корисно. Так для прикладу, можна привести випадок [13], де вода забирається з верхнього б'єфу ГЕС, подається до робочого сопла насоса, який відсмоктує воду із нижнього б'єфу і подає сумарні витрати на охолодження генераторів. Тут всі витрати, які проходять через гідроструминний насос, є корисними. Інший приклад, використання струминного насоса для транспортування сипких матеріалів [70], які можуть надходити до нього у сухому вигляді, де змішуються з водою до необхідної концентрації і далі транспортуються трубами.

На підставі аналогічних міркувань [70] запропонував записати вираз для ККД струминного насоса у такому вигляді:

$$\eta^* = \frac{N_{\text{нас}} + rN_{\text{акт}}}{N_{\text{повн}}}, \quad (1.36)$$

де $N_{\text{нас}}$ – потужність, пасивного потоку рідини; $N_{\text{акт}}$ – залишкова потужність активного потоку на виході із гідроструминного насоса; $N_{\text{повн}}$ – повна затрачена активним потоком потужність; r – коефіцієнт, $0 \leq r \leq 1$: $r = 1$, якщо корисно використовується весь активний потік, і $r = 0$, якщо корисно використовується тільки пасивний потік.

Якщо у рівняння (1.36) ввести значення витрат і тиску, то воно після перетворення, з урахуванням (1.12,а), набуде наступний вигляд:

$$\eta^* = \eta + r \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p} = (u + r) \frac{\Delta p_c / \Delta p_p}{1 - \Delta p_c / \Delta p_p}, \quad (1.37)$$

де η – значення ККД, яке визначається з виразу (1.12а).

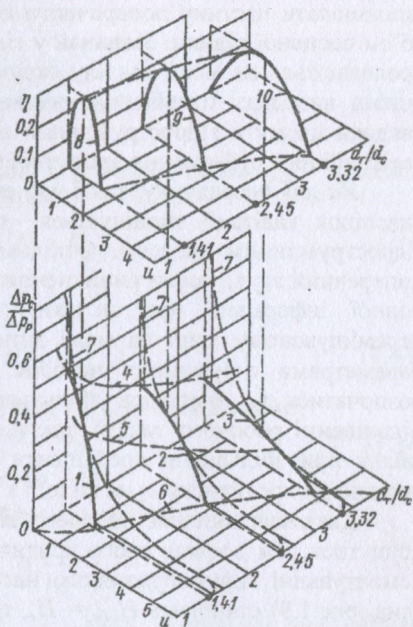
Формула (1.37) характеризує ККД конкретної установки, а не тільки гідроструминного насоса. Значення ККД гідроструминних насосів з центральним соплом, отримані за виразом (1.12,а), наведені на рис.1.14, а гідроструминних насосів з кільцевим соплом – на рис.1.17.

На рис.1.21 ілюструється залежність безрозмірного тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ і ККД η гідроструминних насосів з центральним соплом від коефіцієнта підсмоктування u і геометричного параметра d_z/d_c . З рисунку видно, що безрозмірний напір, створюваний гідроструминним насосом, збільшується із зменшенням відношення d_z/d_c . У той же час низьконапірні насоси дозволяють отримати більш високі подачі (коефіцієнта підсмоктування u), але для таких насосів невеликі зміни $\Delta p_c / \Delta p_p$ призводять до значних коливань витрат пасивної рідини, у той час як високо напірні насоси мають достатньо круту характеристику $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ і можуть забезпечити стабільну подачу при коливаннях $\Delta p_c / \Delta p_p$.

Представленні на рис.1.21 залежності $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u, d_z/d_c)$ і $\eta = f(u, d_z/d_c)$ побудовано з використанням узагальнених характеристик гідроструминних насосів з центральним соплом наведених на рис.1.14.

У літературних першоджерелах інколи говориться, що на ККД гідроструминних насосів впливає підпір чи розрідження на всмоктуванні [7]. Але порівняння ККД насосів необхідно виконувати при рівних значеннях \bar{h} чи $\Delta p_c / \Delta p_p$, а також d_s/d_c . У випадку рівності значень $\Delta p_c / \Delta p_p$ (чи \bar{h}) при різних тисках на всмоктуванні гідроструминні насоси мають однаковий ККД, за винятком таких випадків, коли при падінні тиску на всмоктуванні можливе виникнення кавітації.

Рис.1.21. Залежність безрозмірного тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ і ККД η від коефіцієнта підсмоктування u і відношення основних геометричних розмірів d_s/d_c для гідроструминного насоса з центральним соплом: 1...3 – залежності $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ для струминних насосів з відношенням d_s/d_c , рівним відповідно 1,41; 2,45; 3,32; 4 – крива огинання $\Delta p_c / \Delta p_p$ max при $u = 0$; 5 – крива огинання оптимальних режимів струминних насосів у координатах $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u, d_s/d_c)$; 6 – крива огинання при $\Delta p_c / \Delta p_p = 0$; 7 – крива огинання $\Delta p_c / \Delta p_p = f(u)$ для оптимальних режимів роботи струминних насосів; 8...10 – залежності $\eta = f(u)$ для струминних насосів з відношенням d_s/d_c , рівним відповідно 1,41; 2,45; 3,32



1.4. Кавітаційні характеристики струминних насосів

Кавітацією називають виникнення в крапельній рідині порожнин (каверн) чи окремих бульбашок, заповнених паром і (чи) газами, які виділяються із рідини у тих випадках, коли абсолютний тиск у ній падає нижче певного критичного значення, рівного p_n . Зазвичай у реальних умовах значення p_n відповідає тиску пароутворення чи тиску насичення для розчинних в рідині газів. Поява кавітаційних каверн в струминних насосах зв'язана зі зменшенням тиску внаслідок виникнення значних за величиною швидкостей рідини. Чисті рідини теоретично можуть витримувати значні напруження розтягування (від'ємний тиск). Але внаслідок наявності в рідині домішок нерозчинних газів тиск, за якого відбувається кавітація, зазвичай відповідає тиску насиченої пари чи навіть перевищує його. Згідно сучасної точки зору, кавітаційні розриви суцільності рідини відбуваються на рівні молекулярних сил, коли для розриву рідин необхідний тиск порядку 1000 МПа, при цьому рідина розривається по крупним зародкам газової фази домішок. Виявлено, що бульбашки-зародки, які знаходяться в рідині, у багатьох випадках не мають сферичної форми з причини дії сил гравітації чи впливу границі проточної частини насоса. Це дозволяє вважати, що кавітаційний розрив суцільності в гідроструминних насосах виникає при тиску пароутворення рідини, відповідному її температурі, а для рідин, що містять гази, – при тиску насичення.

Виникаюча кавітація, змінює гідродинамічні характеристики гідроструминних насосів. Утворені в рідині парові чи газові бульбашки будуть заповнювати частину поперечного перерізу камери змішування, що зменшує об'єм пасивної рідини. Зазвичай у гідроструминних насосах кавітаційні явища проявляються на межі розділу струмин активної і пасивної рідин, і тільки в рідких випадках бульбашки заповнюють весь переріз камери змішування. Завдяки цьому в гідроструминних насосах у меншій мірі виникає небезпека кавітаційного руйнування проточної частини, ніж у лопатевих насосах.

Як для розрахунку, так і для експлуатації важливо знати умови, за яких внаслідок кавітації зменшується подача чи корисний напір, створюванні гідроструминним насосом. Оскільки у гідроструминних насосах потік має поперечний зсув, умови виникнення кавітації визначити дуже важко. Не існує повної інформації про зв'язки між мінімальним місцевим тиском у перемішуваному шарі на межі активного і пасивного потоків з основними параметрами струминних насосів. Кавітація у струминному насосі може розпочатися як внаслідок збільшення швидкості активного струменя (при підвищенні робочого тиску), так и при зменшенні тиску на всмоктуванні, а також при збільшенні коефіцієнта підсмоктування u , яке відбувається при зменшенні протитиску p_c на виході з гідроструминного насоса.

Кавітація виникає недалеко від вхідного перерізу камери змішування, коли тиск там досягає свого критичного значення p_k . Якщо повний напір на всмоктуванні гідроструминного насоса з центральним соплом у перерізі $1k$ (див. рис.1.9) становить $H_{n1k} = H_k$, то для перерізу, в якому виникає кавітація (вважасмо цей переріз близьким до $2k$), можна записати

$$H_k = \frac{p_k}{\rho g} + (1 + \zeta_{ex} + \zeta_{m,n}) \frac{v_{n2k}^2}{2g}, \quad (1.38)$$

де ζ_{ex} – втрати на вході пасивного потоку до камери змішування; $\zeta_{m,n}$ – втрати викликані турбулентними пульсаціями на межі активного і пасивного потоків.

У цьому рівнянні другий член відображає втрати енергії, пропорційні швидкісному напору пасивного потоку. Таким чином, другий член – це втрати питомої енергії пасивним потоком на ділянці від перерізу $1k$ до перерізу $2k$. Позначимо його через ΔH_n . Тоді, позначивши v_{n2k} через v_n , отримаємо

$$\Delta H_n = (1 + \zeta_{ex} + \zeta_{m,n}) \frac{v_n^2}{2g}. \quad (1.39)$$

Уявимо, що для кінематично подібних режимів (при коефіцієнті підсмоктування $u = \text{const}$) для струминних насосів, подібних у геометричному відношенні, будемо мати

$$\Delta \tilde{h}_n = \frac{\Delta H_n}{H_n + H_p} = \text{const}. \quad (1.40)$$

Виразимо величину v_n через коефіцієнт підсмоктування u і основний геометричний параметр насоса d_c/d_c . Ураховуючи, що

$$\frac{v_{n2k}}{v_{p2k}} = \frac{Q_n}{S_z - S_c} \frac{S_c}{Q_p} = \frac{Q_n}{Q_p} \frac{d_c^2}{d_z^2 - d_c^2},$$

отримаємо

$$\frac{v_n}{v_h} = \frac{u}{(d_z/d_c)^2 - 1}. \quad (1.41)$$

У цьому разі

$$\frac{v_n^2}{2g} = \frac{v_p^2 u^2}{2g [(d_z/d_c)^2 - 1]^2}. \quad (1.42)$$

Швидкість активного потоку на виході із робочого сопла $v_{p2y} = v_p$ можна визначити за звичайною формулою гідравліки

$$v_p = \varphi_c \sqrt{2g(H_n + H_p)}, \quad (1.43)$$

де φ_c – коефіцієнт швидкості робочого сопла.

Звідки

$$\frac{v_p^2}{2g} = \varphi_c^2 (H_n + H_p). \quad (1.44)$$

Тоді швидкісний напір пасивного потоку $v_n^2/(2g)$ становитиме

$$\frac{v_n^2}{2g} = \varphi_c^2 u^2 \frac{H_n + H_p}{(d_z^2/d_c^2 - 1)^2}. \quad (1.45)$$

Із виразів (1.39), (1.40) і (1.45) можна отримати

$$\Delta \tilde{h}_n = (1 + \zeta_{ex} + \zeta_{m,n}) \varphi_c^2 \frac{u^2}{(d_z^2/d_c^2 - 1)^2}. \quad (1.46)$$

Позначимо безрозмірний параметр $\Delta \tilde{h}_n$, який відповідає виникненню кавітації, через $\sigma_{кр}$, тоді (1.46) набуде наступного вигляду:

$$\sigma_{кр} = (1 + \zeta_{ex} + \zeta_{m,n}) \varphi_c^2 \frac{u^2}{(d_z^2/d_c^2 - 1)^2}. \quad (1.47)$$

Величину, що стоїть у правій частині рівняння перед дробом, позначимо через \aleph – число кавітації [54]: $\aleph = (1 + \zeta_{ex} + \zeta_{m,n}) \varphi_c^2$. Установлено, що величина \aleph в різних умовах змінюється незначно і знаходиться в межах 1,3...1,4, що в середньому становить 1,35. Тоді

$$\sigma_{кр} = \aleph \frac{u^2}{(d_z^2/d_c^2 - 1)^2}. \quad (1.48)$$

Очевидно, що величину $\sigma_{кр} = \frac{\Delta H_n}{(H_n + H_p)}$ можна представити у наступному

вигляді:

$$\sigma_{кр} = \frac{p_n - p_{кр}}{p_p - p_n} = \aleph \frac{u^2}{(d_z^2/d_c^2 - 1)^2}, \quad (1.49)$$

де p_n – абсолютний тиск в перерізі I_k (див. рис.1.9); $p_{кр}$ – абсолютний тиск, за якого виникає кавітація (у першому наближенні його можна прийняти рівним тиску насиченої пари рідини на границі активного і пасивного потоків); p_p – повний абсолютний тиск у перерізі I_y (див. рис.1.9).

Для практичних цілей важливо знати, за якого мінімального коефіцієнта підсмоктування u в струминному насосі виникає кавітація. Через це визначимо із (1.49) значення цього коефіцієнта, позначивши його як u_k (кавітаційне):

$$u_k = \frac{d_z^2 / d_c^2 - 1}{\sqrt{\kappa}} \sqrt{\frac{p_n - p_k}{p_p - p_n}}. \quad (1.50)$$

Цей вираз можна подати у наступному, більш зручному для розрахунків вигляді:

$$u_k = \frac{d_z^2 / d_c^2 - 1}{\sqrt{\kappa}} \frac{1}{\sqrt{(p_p - p_k) / (p_n - p_k) - 1}}. \quad (1.51)$$

Використовуючи рівняння (1.51), можна визначити обмеження, які накладає кавітація на коефіцієнт підсмоктування u в струминних насосах з заданим значенням геометричного параметра d_z/d_c і працюючих при певному сполученні тисків p_p і p_n у рідині, що має критичне за кавітацією значення тиску p_k .

У роботі [65] також наводиться отримане авторами рівняння для кавітаційного коефіцієнта підсмоктування u_k . Відмінною особливістю цього виразу є те, що в ньому відсутнє число кавітації κ , яке, хоч і змінюється у невеликих межах, все ж залежить від конструктивних особливостей гідроструминного насоса і, згідно даних [24], у ряді випадків може приймати відмінні від указаних вище значення (в середньому від 0,8 до 2,12 і навіть вище). Замість числа кавітації у рівняння, наведене в [65], входить відношення коефіцієнта швидкості потоку на вході до камери змішування φ_4 до коефіцієнта швидкості потоку в робочому соплі φ_1 . Це рівняння отримане для однорідних робочої і пасивної рідин і має наступний вигляд:

$$u_k = \frac{\varphi_4}{\varphi_1} \left(\frac{d_z^2}{d_c^2} - \frac{1}{\sqrt{1 + (p_n - p_k) / (p_p - p_n)}} \right) \sqrt{(p_n - p_k) / (p_p - p_n)}. \quad (1.52)$$

Після нескладних перетворень рівняння (1.52) можна привести до такого виду:

$$u_k = \frac{\varphi_4}{\varphi_1} \left(\frac{d_z^2}{d_c^2} - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{(p_p - p_n) / (p_n - p_k) - 1}}} \right) \frac{1}{\sqrt{(p_p - p_n) / (p_n - p_k) - 1}}. \quad (1.53)$$

При значенні $(p_p - p_k) / (p_n - p_k) > 10$ підкорінний вираз у знаменнику другого члена, який знаходиться у круглих дужках, можна прийняти рівним одиниці. У цьому випадку рівняння (1.53) приймає вид:

$$u_k = \frac{d_z^2 / d_c^2 - 1}{\varphi_1 / \varphi_4} \frac{1}{\sqrt{(p_p - p_k) / (p_n - p_k) - 1}}. \quad (1.54)$$

Із порівняння рівнянь (1.51) і (1.54) видно, що вони будуть еквівалентними [в області $(p_p - p_k) / (p_n - p_k) = p_k > 10$], якщо $\kappa^{0,5} = \varphi_1 / \varphi_4$ чи $\kappa = (\varphi_1 / \varphi_4)^2$. Приймаючи, згідно рекомендацій роботи [61] $\varphi_1 = 0,95$ і $\varphi_4 = 0,925$, отримаємо $\kappa = 1,06$, що менше рекомендованого раніше значення $\kappa = 1,35$.

Як показує порівняння розрахунку і дослідження, рівняння (1.52) дає більш точні результати, ніж рівняння (1.51), особливо в області, де $\tilde{p}_k < 10$.

На рис.1.22 наведені дані отримані за допомогою рівняння (1.53) кавітаційні характеристики $u_k = f(d_z / d_c, \tilde{p}_k)$. Фактичний коефіцієнт підсмоктування гідроструминного насоса u і повинен бути меншим за кавітаційний коефіцієнт підсмоктування чи у кінці кінців рівний йому. Якщо струминний насос працює при незмінних тисках робочої (p_p) і пасивної (p_n) рідин, то при зменшенні протитиску p_c коефіцієнт підсмоктування u буде збільшуватися тільки до тих пір, поки не досягне значення, рівного u_k , тобто до моменту виникнення кавітації.

Кавітаційні характеристики гідроструминних насосів (рис.1.22) можна сумістити з робочими гідравлічними характеристиками. Такі сумісні характеристики наведені на рис.1.23. По осі абсцис відкладені значення основного геометричного параметра струминних насосів d_z / d_c , а по осі ординат – безрозмірний перепад тисків $\tilde{p} = \Delta p_c / \Delta p_p$ [див. формулу (1.23)].

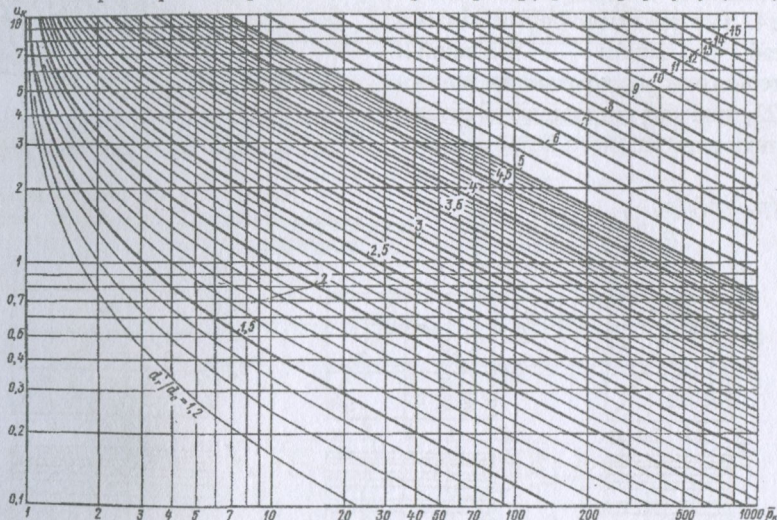


Рис.1.22. Кавітаційні характеристики гідроструминних насосів з центральним соплом

На графіку відкладені лінії рівних коефіцієнтів підсмоктування u , розраховані по рівнянню (1.22), а у вигляді похилих прямих – лінії рівних значень відношення $(p_p - p_k) / (p_n - p_k) = \tilde{p}_k$, які обмежують область можливих значень коефіцієнта підсмоктування u . Кавітації не виникає і розрахунковий коефіцієнт підсмоктування, знайдений при заданих значеннях \tilde{p} і d_z / d_c , може бути прийнятим, якщо розрахункова точка, яка лежить на перетині ліній \tilde{p} і d_z / d_c , розташована праворуч від лінії з розрахунковими значеннями безрозмірного тиску p_k .

Варто відмітити, що більш точні розрахункові значення нормальних гідравлічних характеристик можна отримати при використанні рис.1.14, а окремих кавітаційних характеристик – рис.1.22. Виходячи з цього сумісні характеристики (рис.1.23) можна застосовувати тільки для попередніх оціночних розрахунків.

На рис.1.24 і 1.25 наведені нормальні гідравлічні характеристики $\bar{p} = f(u)$ і характеристики ККД $\eta = f(u)$ для гідроструминних насосів з різними значеннями відношення d_2/d_c , розраховані з використанням даних рис.1.14. Тут же штриховими лініями нанесені окремі кавітаційні характеристики розраховані за даними рис.1.22, такі що відповідають різним значенням кавітаційного безрозмірного тиску

$$(p_p - p_k)/(p_n - p_k) = \tilde{p}_k.$$

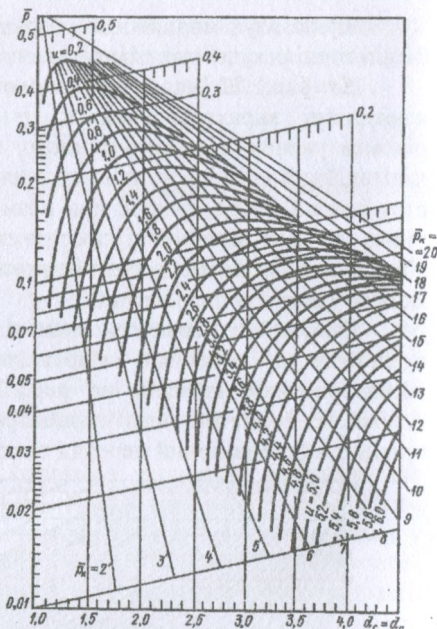


Рис.1.23. Сумісні робочі і кавітаційні характеристики гідроструминних насосів з центральним соплом

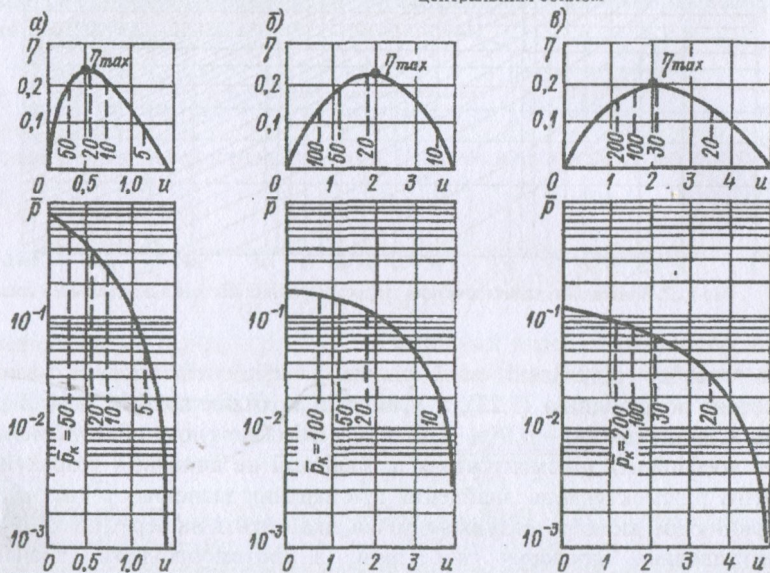


Рис.1.24. Безрозмірні робочі і кавітаційні характеристики, а також характеристики ККД для гідроструминних насосів з центральним соплом: а – $d_2/d_c = 1,8$; б – $d_2/d_c = 3,0$; в – $d_2/d_c = 4,0$

Із розгляду рис.1.24 і 1.25 можна зробити наступні висновки:

- найбільший відносний тиск (за нульової корисної подачі) створюють насоси з відносно малими значеннями d_z/d_c ;
- при поступовому збільшенні d_z/d_c зменшується не тільки створюваний гідроструминним насосом безрозмірний тиск \tilde{p} , але і значення максимального ККД;
- максимальний коефіцієнт підсмоктування u мають насоси з більшими значеннями відношення d_z/d_c ;
- до кавітації у більшій мірі схильні насоси, які мають менші значення d_z/d_c . Так, струминний насос, що має $d_z/d_c = 1,8$ (рис.1.24,а) при $\tilde{p}_k = 20$ може створити коефіцієнт підсмоктування тільки $u = 0,5$, у той час коли струминний насос з відношенням $d_z/d_c = 5$, при $\tilde{p}_k = 20$ може працювати без кавітації з коефіцієнтом підсмоктування $u \leq 5,5$.

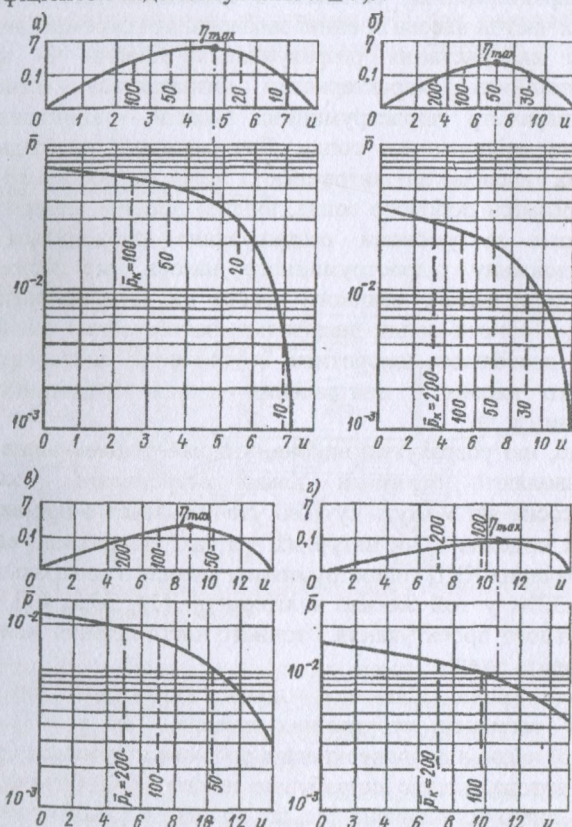


Рис.1.25. Безрозмірні робочі $\tilde{p} = f(u)$ і кавітаційні $\tilde{p}_k = f(u)$ характеристики, а також характеристики ККД для гідроструминних насосів з центральним соплом при відношенні d_z/d_c : а-5,0; б-7,0; в-8,6; г-10,2

Варто відмітити, що критичний тиск p_k (тиск пароутворення) залежить від температури робочого τ_p і пасивного τ_n потоків і коефіцієнта підсмоктування u . При однаковій теплоємності взаємодіючих рідин температура змішаного потоку, за якою слід вибирати значення p_k , може визначатися по формулі:

$$\tau_c = \frac{\tau_p + u\tau_n}{1+u}. \quad (1.55)$$

1.5. Основи проектування гідроструминних насосів

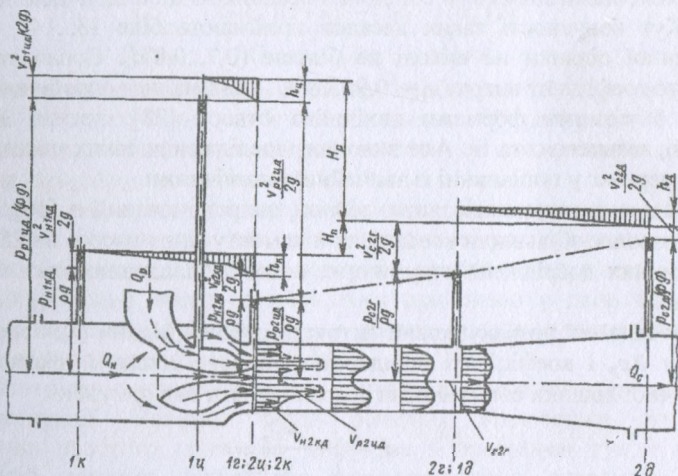
Загальні положення. Під час проектування гідроструминного насоса важливо не тільки точно розрахувати його гідравлічні характеристики, але і вірно призначити основні геометричні форми і розміри. Для того щоб розрахункові характеристики співпали з дійсними, геометричні форми і розміри окремих частин насоса повинні задовольняти окремим вимогам.

Внаслідок використання розрахункових рівнянь чи нормальних і окремих (кавітаційних) характеристик визначається тільки основний геометричний параметр гідроструминних насосів – відношення площ чи діаметрів камери змішування і сопла. Для реалізації необхідних вимог до гідроструминних насосів за витратами і тиском необхідно розрахувати конструктивні розміри робочого сопла, вхідної ділянки камери змішування і дифузора. Інколи за умовами розташування приходить зменшувати розрахункову довжину гідроструминного насоса, що може, наприклад, досягатися заміною одного великого насоса на декілька насосів меншого розміру; заміною одного сопла декількома; застосування спеціальних видів дифузорів, які дозволяють скоротити їх довжину; застосуванням замість гідроструминного насоса з центральним соплом струминного насоса з кільцевим соплом і т. ін.

Зауважимо, що розрахунки виконані за наведеними вище формулами і графіками дозволяють отримати тільки осередненні характеристики струминних насосів, які можуть суттєво уточнюватися в процесі доводочних випробувань на модельних чи натурних зразках. Наприклад, вважається, що максимальне значення ККД гідроструминних насосів з центральним соплом не перевищує 30...32%, у той же час в літературі [34, 33.2, 43] є дані, що за рахунок правильного проектування і точного виготовлення можна збільшити ККД до 40% і навіть вище.

За останні роки з'явилися цікаві пропозиції по поліпшенню конструктивних елементів струминних насосів. Так у [43] пропонується гідроструминний насос з двоповерхневим робочим струменем (рис.1.26), який за свідченнями автора, під час випробувань показав ККД більше 40%. У цьому насосі кільцеве сопло встановлено так, що на виході з нього робочий струмінь має дві активні поверхні (зовнішню і внутрішню), які відсмоктують пасивну рідину. У роботі [16] пропонується нова конструкція робочого сопла (насадка), корпус якого виконаний із двох ділянок труби, які отримали після обтиснення

овальний переріз. Ділянки повернені одна відносно іншої вздовж осі на кут 90° . Такий насадок за рахунок закручування струменя являється більш ефективним, ніж традиційно використовуванні конічні збіжні насадки. У роботі [19] звертається увага на необхідність точної обробки зовнішнього контуру робочого сопла, частина якого займає проточну частину тракту потоку, що відсмоктується. Завдяки цьому цей контур повинен забезпечити гідродинамічно плавний перехід, потоку що відсмоктується, на вхідній ділянці камери змішування. У [31] наводяться результати дослідження впливу не співвісності розташування центрального робочого сопла і камери змішування на гідродинамічні характеристики і ККД гідроструминних насосів. Показано, що при відхиленні осі сопла від осі камери змішування на величину $0,05...0,2$ діаметра камери змішування, що можливо в струминних насосах невеликих розмірів, ККД струминного насоса може зменшитися на $20...50\%$. До аналогічних наслідків приводить, за даними [51], так званий “здув” потоку при боковому розташуванні всмоктувального патрубка гідроструминного насоса.



з'являтися [25, 37], то на практиці апарати часто не підбираються (застосовують апарат, який є у наявності), чи підбирають наближено. Це часто призводить до грубих помилок. Тому створюється думка про мало ефективність струминних насосів. Наведені у цьому виданні матеріали дозволяють створити надійну основу для розрахунку і підбору гідроструминних насосів і установок з такими насосами.

Розрахунок конструктивних розмірів елементів гідроструминних насосів з центральним соплом. Сопло гідроструминного насоса розраховується з умови забезпечення мінімальних втрат напору при витіканні з нього струменя робочої рідини.

Раніше використовувалися *коноїдальні* насадки (сопла), внутрішня поверхня яких виконувалася за формою струменя, який витікає із нього. Такі насадки спроможні забезпечити виключно високі значення коефіцієнта витрат (швидкості) – порядку $\varphi = \mu = 0,994$. Але внаслідок складності обрису коноїдальних насадків і труднощі їх виготовлення вони були майже повністю замінені *конічними збіжними* соплами з невеликою циліндричною ділянкою на виході. Кут конусності таких насадок приймають біля $13...14^\circ$, а довжину циліндричної ділянки на виході не більше $(0,7...0,8)d_c$. Сопло такої форми забезпечує коефіцієнт витрат $\mu = 0,93...0,97$. Приймалися спроби використання насадків з різними формами вихідного отвору [78]: чотири струминної, зірчастою, кільцевою та ін. Але виконані дослідження таких насадків не дали бажаних переваг у порівнянні із звичайними конічними.

Насадок з *гвинтовим рухом рідини*, запропонований в [16], за думкою автора, дозволяє збільшити коефіцієнт підсмоктування насоса на $25...30\%$. Але систематичних досліджень струминних насосів обладнаних таким соплом не проведено.

При відомих розрахункових витратах робочої рідини Q_p , перепаду тиску в насадку Δp_p і коефіцієнті швидкості робочого сопла φ_1 діаметр вихідної циліндричної ділянки сопел можна розраховувати за формулою:

$$d_c = \sqrt{\frac{4Q_p}{\pi\varphi_1\sqrt{2\frac{\Delta p_p}{\rho}}}}. \quad (1.56)$$

Значення коефіцієнта швидкості φ_1 при попередніх розрахунках можна приймати рівною 0,95.

Розміри і форму камери змішування і дифузора визначають з урахуванням наступних факторів:

1. У вхідному перерізі $1g$ камери змішування (див. рис.1.9) необхідно підтримувати постійним за перерізом статичний тиск $p_{н2к} = p_{р2ч}$.

2. У вхідному перерізі $2g$ камери змішування (див. рис.1.9) статичний тиск повинен дорівнювати тиску $p_{с2г}$.

3. Розміри і форми дифузора повинні забезпечувати максимально можливе поновлення статичного тиску.

Використовуючи рівняння характеристик гідроструминних насосів з дифузором (1.22) і бездифузорних насосів (1.24), можна оцінити значення дифузора у поновленні статичного тиску на вході до гідроструминного насоса. За даними [65], вираз для визначення відносного перепаду, якого можна досягнути $\Delta p_c / \Delta p_p$, за оптимальної роботи гідроструминного насоса з дифузором можна представити у такому вигляді:

$$\frac{\Delta p_{c20}}{\Delta p_{p14}} = \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2}{(2 - \varphi_3^2)(1+u)^2 - (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) u u^2}, \quad (1.57)$$

а для бездифузорних насосів – у вигляді

$$\frac{\Delta p_{c22}}{\Delta p_{p14}} = \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2}{2(1+u)^2 - (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) u u^2}. \quad (1.58)$$

У цих рівняннях $u = 1/(1 - d_c^2/d_e^2)$.

Із рівнянь (1.57) і (1.58) можна отримати вираз для відношення досягнутих перепадів тиску в бездифузорних струминних насосах до досягнутого перепаду у насосах з дифузорами:

$$\frac{\Delta p_{c22}}{\Delta p_{c20}} = \frac{(2 - \varphi_3^2)(1+u)^2 - (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) u u^2}{2(1+u)^2 - (2\varphi_2 - 1/\varphi_4^2) u u^2}. \quad (1.59)$$

Максимальне значення $\Delta p_{c22}/\Delta p_{c20}$ дорівнює приблизно 0,7 [65] при нульовому коефіцієнті підсмоктування u . Із збільшенням u бездифузорний насос не дозволяє ефективно поновлювати перепад тиску, і при достатньо великих u відношення $\Delta p_{c22}/\Delta p_{c20}$ сягає тільки 0,35...0,4.

Таким чином, при однакових коефіцієнтах підсмоктування і однаковому тиску робочої рідини під час використання гідроструминних насосів з оптимальним відношенням площ перерізів камери змішування і робочого сопла бездифузорний насос створює тиск приблизно у двічі менший, ніж струминний насос з дифузором. Але у деяких випадках застосування таких насосів оправдується простотою їх будови.

Ефективність поновлення тиску в дифузорі у значній мірі залежить від його конструкції. Наведені вище рівняння відносяться до випадку використання простого конічного дифузора з постійним кутом розкриття 8...10°, який отримав найбільше розповсюдження внаслідок простоти виготовлення. Поновлюваний перепад тиску можна збільшити на 10...15%, якщо використати дифузор із змінним за довжиною кутом розкриття.

У [23] запропонований дифузор, який складається з трьох ділянок різної конусності. Граничні діаметри цих ділянок d_{22} , $d_{0\text{ xa}}$, $d_{0\text{ xb}}$ і d_{20} приймають виходячи з того, щоб на кожній ділянці ($d_{0\text{ xa}} - d_{22}$, $d_{0\text{ xb}} - d_{0\text{ xa}}$, $d_{20} - d_{0\text{ xb}}$) середні за перерізами швидкості потоку зменшувались на 1/3 загальної різниці швидкостей у камері змішування і на виході з дифузора. При цьому довжина першої ділянки дифузора приймається рівною $\ell_1 = 28,5(d_{0\text{ xa}} - d_{22})$, другого $\ell_2 = 14,3(d_{0\text{ xb}} - d_{0\text{ xa}})$, а третього $\ell_3 = 14,4(d_{20} - d_{0\text{ xb}})$ (див. рис.1.29). У цих виразах $d_{0\text{ xa}}$ і $d_{0\text{ xb}}$ – діаметри проміжних граничних перерізів дифузора, а d_{22} і d_{20} – діаметри кінцевих перерізів камери змішування і дифузора (див. рис.1.9).

Якщо дифузор складається з однієї ділянки постійної конусності ($8...10^\circ$), то його довжину можна визначити за виразом $(6...7)(d_{20} - d_{10})$.

Камеру змішування в основному приймають *циліндричною* ($d_{2c} = d_{1c}$). Але не у всіх випадках у циліндричній камері змішування можуть бути створені оптимальні умови для отримання максимального розрахункового коефіцієнта підсмоктування u . У цих випадках рекомендується застосовувати *конічну камеру змішування*.

Відношення діаметрів d_{1c} і d_{2c} можна визначити за наступною формулою, отриманою з використанням даних [61]:

$$\frac{d_{1c}}{d_{2c}} = \frac{\sqrt{s}}{1+u} \left(1 + u \sqrt{1 + \frac{\Delta p_c}{\Delta p_0}} \right), \quad (1.60)$$

де s – ефективність поновлення тиску у дифузорі в оптимальному режимі; u – коефіцієнт підсмоктування гідроструминного насоса в оптимальному режимі; Δp_c і Δp_0 – перепади тиску, створювані гідроструминним насосом і поновлювані в дифузорі відповідно.

Для дифузора, виконаного із трьох ділянок з різною конусністю, можна приймати $s = 0,86...0,62$ при зміні тиску p_{c20} від 0,15 до 7,0 МПа (більші значення відповідають меншим значенням p_{c20}), а для конічного дифузора з постійною конусністю з кутом розкриття $8...10^\circ$ в оптимальному режимі можна приймати $s = 0,65...0,70$ (більші значення відносяться до менших кутів конусності). Перепад Δp_0 можна визначити, знаючи величину $\Delta p_0 / \Delta p_p$ (рис.1.27) і величину $\Delta p_0 / \Delta p_p$, знайдену для оптимального режиму роботи гідроструминного насоса.

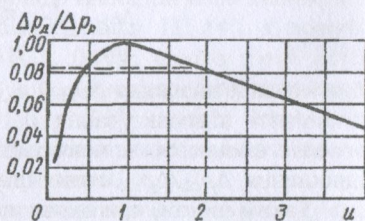


Рис.1.27. Залежність відносного перепаду тиску $\Delta p_0 / \Delta p_p$ поновлюваного у дифузорі, від коефіцієнта підсмоктування u для гідроструминних насосів з центральним соплом

Якщо значення відношення d_{1c} / d_{2c} не відрізняється від одиниці більш, ніж на 10%, то камеру змішування варто приймати циліндричною. У протилежному випадку, знаючи d_{1c} і відношення d_{1c} / d_{2c} , необхідно визначити величину d_{2c} .

Оптимальна відстань від вихідного перерізу робочого сопла ($2u$) до вхідного перерізу камери змішування ($1c$) визначається з умови, що при розрахунковому значенні коефіцієнта підсмоктування u (для режиму максимального ККД) площа конічного перерізу вільного струменя, що виходить із сопла, дорівнює площі вхідного перерізу ($1c$) камери змішування. При цьому необхідно розрахувати довжину вільного струменя ℓ_{cm} і її діаметр d_{cm} на відстані ℓ_{cm} від вихідного перерізу робочого сопла. У відповідності до рекомендацій [65] величину ℓ_{cm} визначають у залежності від значення коефіцієнта підсмоктування в оптимальному режимі за наступними формулами:

$$\text{при } u \leq 0,5 \quad \ell_{cm} = 3,12d_c (\sqrt{0,083 + 0,76u} - 0,29); \quad (1.61)$$

$$\text{при } u > 0,5 \quad \ell_{cm} = 1,43d_c (0,37 + u). \quad (1.62)$$

Відповідно діаметр струменя d_{cm} на вході до камери змішування, тобто на відстані ℓ_{cm} від перерізу (2ц), розраховують за формулами:

$$\text{при } u \leq 0,5 \quad d_{cm} = 3,4d_c \sqrt{0,083 + 0,76u}; \quad (1.63)$$

$$\text{при } u > 0,5 \quad d_{cm} = 1,55d_c (1 + u). \quad (1.64)$$

На рис.1.28 наведені графіки $\ell_{cm}/d_c = f(u)$ і $d_{cm}/d_c = f(u)$, побудовані на підставі формул (1.63) і (1.64). Якщо в наслідок розрахунку виявиться, що $d_{cm} < d_{12}$, то відстань між вихідним перерізом робочого сопла і вхідним перерізом камери змішування приймається рівною ℓ_{cm} . При цьому більш коротка відстань установки сопла, ніж на відстані ℓ_{cm} , несуттєво впливає на роботу струминного насоса, тому що кінцевий переріз струменя повністю вписується в камеру змішування. Але таке наближення сопла до камери змішування призводить до зменшення довжини останньої, тому що кінцевий переріз вільного струменя (до зіткнення зі стінками камери змішування) зміщується до дифузора. Віддалення сопла від камери змішування може суттєво погіршити роботу струминного насоса. У цьому випадку струмінь не вписується у вхідний переріз камери змішування. Протитечії рідини, які при цьому виникають, призводять до додаткових втрат енергії.

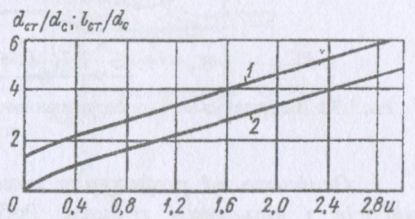


Рис.1.28. Залежність відносного діаметра струменя d_{cm}/d_c (1) і цього відносної довжини ℓ_{cm}/d_c (2) від коефіцієнта підсмоктування u для гідроструминних насосів з центральним соплом

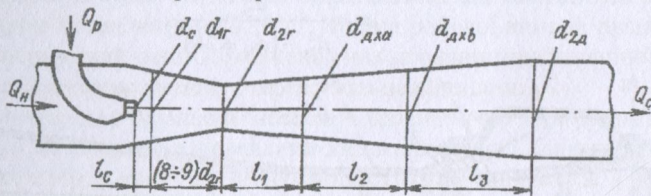


Рис.1.29. Відношення між конструктивними розмірами гідроструминних насосів з центральним соплом [23]

Якщо у наслідок розрахунку отримуємо, що $d_{cm} > d_{12}$, то відстань від сопла до горловини збільшується на величину ℓ'_{cm} , яка визначається за формулою

$$\ell'_{cm} = (d_{cm} - d_{12})/2. \quad (1.65)$$

Довжину циліндричної камери змішування рекомендується приймати рівною

$$\ell_c = (6 \dots 10)d_c. \quad (1.66)$$

Рациональним є кільцеве сопло з внутрішнім циліндричним стрижнем, утвореним центральним (пасивним) соплом і зовнішніми конічними твірними з кутом конусності біля 12° . На кінці сопла знаходиться невелика циліндрична ділянка. Вхід в сопло повинен бути плавним округленим.

На рис.1.32 наведено дві конструкції робочих камер – зварена і відлита.

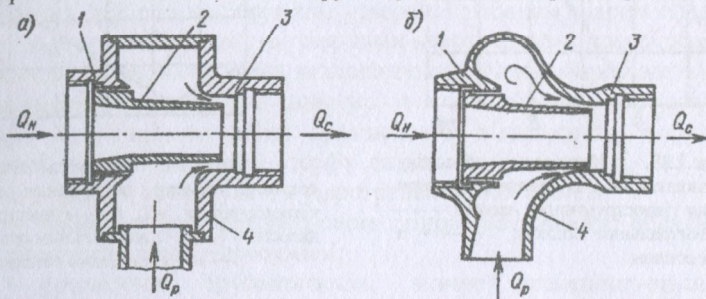


Рис.1.32. Схеми робочих камер кільцевого гідроструминного насоса: а – зварена; б – відлита; 1 – підведення пасивної рідини; 2 – центральне (пасивне) сопло; 3 – роз'єм для приєднання камери змішування; 4 – підведення робочої рідини

Розподіл осьових швидкостей у кільцевих гідроструминних насосах (див. рис.1.15) автомодельне відносно числа Рейнольдса, яке знаходиться в діапазоні від $0,7 \cdot 10^4$ до $1,05 \cdot 10^4$. У число Рейнольдса визначальним лінійним розміром входить ширина кільцевої щілини.

Виявлено, що зміна ширини кільцевої щілини не впливає на коефіцієнт втрат (коефіцієнт витрат) робочої камери при $Re = (3 \dots 6) 10^4$. Коефіцієнт втрат робочої камери в цілому становить $0,16 \dots 0,20$, що відповідає коефіцієнту витрат (швидкості) $\mu = \varphi = 0,92 \dots 0,93$. Окремо для кільцевої щілини середнє значення коефіцієнта втрат суттєво не відрізняється від коефіцієнта втрат для конічних насадок і становить $0,08 \dots 0,12$. Форма робочої камери практично не впливає на створюваний нею опір. Зменшення довжини циліндричної ділянки робочого сопла несуттєво зменшує тертя у кільцевій щілині.

Оптимальною для кільцевих насосів є циліндрична камера змішування. Конічна камера не покращує гідравлічні характеристики. Характер розподілу осьових швидкостей у камерах змішування струминних насосів з кільцевим (див. рис.1.15) і центральним (див. рис.1.9) соплами різний (рис.1.33). На початковій ділянці камери змішування струминного насоса з кільцевим соплом відбувається нарощення, а не спад осьової швидкості. Вирівнювання епюри швидкостей починається на відстані $(5 \dots 6)d_z$ і закінчується в кінці каналу камери змішування $(\sim 10d_z)$. Оптимальна довжина камери змішування залежить від параметра m [див. формулу (1.67)] і становить $(2,7 \dots 10,8)d_z$ при зміні m від 4 до 9. При $m = 3,5 \dots 6$ камера змішування кільцевих струминних насосів у півтора-два рази коротша, ніж для насосів з центральним робочим соплом (рис.1.34). Для бездифузорних кільцевих струминних насосів довжина камери змішування може прийматися рівною $(3 \dots 4)d_z$.

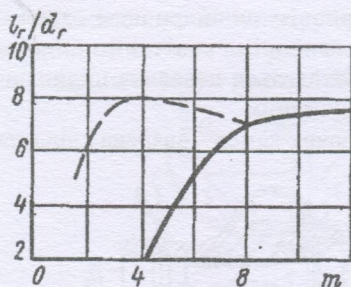


Рис. 1.33. Характер розподілу осевих швидкостей v за довжиною камери змішування гідроструминних насосів: --- з центральним соплом; — з кільцевим соплом

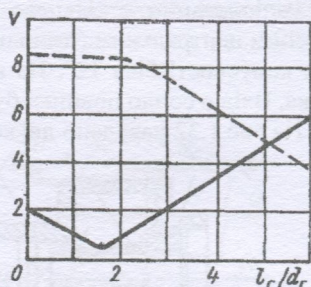


Рис. 1.34. Залежність оптимальної довжини камери змішування l/d_c від відношення $m = S_c / S_c$ гідроструминних насосів: --- з центральним соплом; — з кільцевим соплом

Дифузор кільцевих струминних насосів може виконуватися з великим кутом конусності (до 16°) у порівнянні з гідроструминними насосами з центральним соплом ($8...10^\circ$). Це пояснюється тим, що профіль швидкостей (див. рис. 1.15) має підвищенні значення біля стінок, а зменшення яких спостерігається в центрі, що перешкоджає початку відриву потоку в дифузорі.

У деяких випадках гідроструминний насос з кільцевим соплом може виконуватися у півтора-два рази коротшим, ніж струминний насос з центральним соплом. Довжину гідроструминного насоса можна скоротити за рахунок застосування багатоструминних сопел [47]. Тоді її визначають, виходячи із наступних міркувань.

Конструктивні розміри при заміні односоплового гідроструминного насоса багатосопловим визначають, приймаючи рівними площі поверхонь змішування робочого і пасивного потоків. З урахуванням цієї умови запишемо

$$\pi d_{cn} n \ell_{cn} = \pi d_c \ell_c, \quad (1.68)$$

де d_{cn} , n , ℓ_{cn} — відповідно діаметр одного із сопел, кількість сопел і довжина камери змішування багатосоплового насоса; d_c , ℓ_c — діаметр сопла і довжина камери змішування односоплового насоса.

Тому що сума площ сопел багатосоплового гідроструминного насоса повинна дорівнювати площі сопла односоплового насоса, то

$$d_c = \frac{d_{cn}}{\sqrt{n}}. \quad (1.69)$$

Підставляючи вираз (1.69) у рівняння (1.68), отримаємо

$$\ell_{cn} = \frac{\ell_c}{\sqrt{n}}. \quad (1.70)$$

Таким чином, довжина багатосоплового гідроструминного насоса в $n^{0.5}$ раз менше довжини односоплового насоса.